



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



Análisis experimental de emisiones acústicas generadas por fricción deslizante y rodante

POR

Felipe Nicolás Romero Yanine

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Doctor Félix Leaman Weiffenbach

Diciembre 2023
Concepción (Chile)

© 2023 Felipe Nicolás Romero Yanine

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

Primero quiero agradecer la oportunidad que tuve de conocer a mis amigos y compañeros de carrera, agradecerles por el tiempo de calidad y compañía dentro de esta etapa a Olga, Catalina, Francisca, Geovanni, Luchito y Matías.

Agradezco al Departamento de Ingeniería Mecánica y a todos los profesores que estuvieron en mi formación. Al profesor Félix por brindarme de su conocimiento y seguimiento a lo largo de este último año. Al profesor Alexis y Enrique por su confianza y consejos.

Gracias al personal técnico del taller, a don Mario, don Eduardo y don Rodrigo por su confianza y sabiduría.

A Carolina por su paciencia y compañía.

Por último, especialmente agradezco a mi madre por motivarme a seguir, por orientarme, por enseñarme y preocuparse de mí, porque es gracias a ella que llegue hasta aquí.

Resumen

En el área productiva es importante tener máquinas y procesos confiables para evitar pérdidas humanas y económicas, es por esto que se atribuyen recursos al estudio y desarrollo de técnicas de ensayo no destructivo como lo es el análisis de vibraciones, el cual actualmente es el mejor implementado y utilizado en la industria.

Las emisiones acústicas son ondas elásticas transitorias generadas por deformación elástica y plástica, su aplicabilidad para monitorización de maquinaria rotativa lleva años estudiándose y se ha demostrado su efectividad en la detección de fallas bajo condiciones de laboratorio e industriales. El desarrollo de técnicas capaces de medir emisiones acústicas se encuentra en auge de desarrollo a partir de finales del siglo pasado debido a importantes características como la localización/detección temprana de fallas y una alta sensibilidad a fenómenos basados en el contacto de asperezas como el desgaste.

Estudios en cajas de transmisión de engranajes rectos han presentado ráfagas periódicas a tiempo de engrane. La fuente de este tipo de emisiones es principalmente el contacto entre asperezas, sin embargo, el mecanismo que origina los transiente no es del todo evidente. Las principales hipótesis encontradas en la literatura es el cambio de condición de fricción en el punto de paso, la resonancia dental y los picos de presión del lubricante, de las cuales, la segunda fue descartada al medir la frecuencia natural del diente y la tercera no aplica en contacto seco. Desde el conocimiento que en la superficie de contacto entre dientes engranados existen condiciones de deslizamiento y rodadura, se presenta una metodología para caracterizar las señales acústicas de la rodadura y el deslizamiento de manera independiente mediante un banco de ensayos simple que simule el contacto interdental. La caracterización permite corroborar modelos teóricos posteriores desarrollados para el análisis tribológico global en el estudio de la interconexión existente entre parámetros.

Experimentalmente se obtiene para condiciones de deslizamiento una correlación positiva del valor RMS con la velocidad de traslación del cilindro, por otro lado, no se evidencia un efecto de la carga sobre este parámetro. Por otro lado, la magnitud de las cargas verticales aplicadas en rodadura, no son lo suficientemente importantes como para visualizarse en un efecto sobre el valor RMS, mientras que la velocidad no tiene efecto debido a la velocidad relativa nula existente en el centro instantáneo de rotación. Las frecuencias excitadas sugieren que para ambas fricciones predomina el desgaste abrasivo siendo este la fuente principal de emisiones acústicas.

Palabras clave: Ensayos no destructivos, emisiones acústicas, engranajes, deslizamiento, rodadura.

Abstract

In the productive area it is of high importance to have reliable machines and processes to avoid human and economic losses, therefore, resources are attributed to the study and development of non-destructive testing techniques such as vibration analysis, which is currently the best implemented and used in the industry.

Acoustic emissions are transient elastic waves generated by elastic and plastic deformation, its applicability for monitoring rotating machinery has been studied for years and its effectiveness has been demonstrated in the detection of failures under laboratory and industrial conditions. The development of techniques capable of measuring acoustic emissions has been booming since the end of the last century due to important features such as early localization/detection of faults and high sensitivity to phenomena based on asperity contact such as wear.

Studies on spur gear transmission cases have shown periodic bursts at meshing time. The source of this type of emissions is mainly the contact between asperities, however, the mechanism that originates the transients is not entirely clear. The main hypotheses found in the literature are the change of friction condition at the passing point, tooth resonance and lubricant pressure peaks, of which the second one was discarded when measuring the natural frequency of the tooth and the third one does not apply in dry contact. Based on the knowledge that sliding conditions exist on the contact surface between meshed teeth, this work presents a methodology to characterize the acoustic signals of rolling and sliding independently by means of a simple test bench that simulates interdental contact. The characterization allows corroborating further theoretical models developed for global tribological analysis in the study of the interconnection between parameters.

Studies on spur gear transmission cases have shown periodic bursts at meshing time. The source of this type of emissions is mainly the contact between asperities, however, the mechanism that originates the transients is not entirely clear. The main hypotheses found in the literature are the change of friction condition at the passing point, tooth resonance and lubricant pressure peaks, of which the second one was discarded when measuring the natural frequency of the tooth and the third one does not apply in dry contact. Based on the knowledge that sliding conditions exist on the contact surface between meshed teeth, this work presents a methodology to characterize the acoustic signals of rolling and sliding independently by means of a simple test bench that simulates interdental contact. The characterization allows corroborating further theoretical models developed for global tribological analysis in the study of the interconnection between parameters.

Keywords: Non-destructive testing, acoustic emissions, gears, sliding, rolling.

Tabla de Contenidos

Lista de Tablas	v
Lista de Figuras	vi
Glosario	viii
CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Contextualización y estado del arte	1
1.1.1 Emisiones Acústicas.....	1
1.1.2 Modelos teóricos	3
1.2 Identificación del problema	3
1.3 Objetivos.....	5
1.3.1 Objetivos generales	5
1.3.2 Objetivos específicos.....	5
1.4 Hipótesis	5
CAPÍTULO 2: Marco teórico	6
2.1 Contacto y Fricción	6
2.2 Emisiones acústicas	13
2.3 Análisis Anova de un factor	21
CAPÍTULO 3: Procedimiento experimental.....	22
3.1 Descripción del banco de ensayos	22
3.2 Equipo utilizado para la obtención de datos	24
3.3 Metodología experimental y obtención de datos	24
3.3.1 Primera campaña de medición	25
3.3.2 Segunda campaña de medición	27
3.4 Procesamiento general de datos.....	29
3.5 Desarrollo en Python	29
3.6 Desarrollo en Excel	32
3.7 Desarrollo en Tracker	32
3.8 Parámetros implementados en el modelo de Fan	33
CAPÍTULO 4: Resultados	34
4.1 Influencia de la velocidad y carga en la rodadura	36
4.2 Influencia de la velocidad y carga en el deslizamiento	38
4.3 Comparación resultados empíricos con modelo de Fan para deslizamiento	39
4.4 Análisis espectros de frecuencia característicos	40

CAPÍTULO 5: Discusión de resultados	42
5.1 Análisis valores RMS rodadura	42
5.2 Análisis valores RMS deslizamiento	42
5.3 Modelo teórico de Fan	43
5.4 Comparación entre rodadura y deslizamiento	44
5.5 Análisis de FFT's.....	44
CAPÍTULO 6: Conclusiones y trabajos futuros	46
Trabajos futuros	46
Referencias	48

Lista de Tablas

Tabla 2.1: Definiciones comunes de rugosidad superficial 2D, N es el número total de asperezas, y_i corresponde a la altura del iésimo punto, p_i y v_i son las alturas de los puntos más altos y bajos respectivamente [31].	9
Tabla 3.1: Resumen campaña 1 para experimentos de rodadura pura obtenidos a partir del modelo teórico. Se realizan 3 repeticiones para cada par de fuerzas.	26
Tabla 3.2: Resumen campaña 1 para experimentos de deslizamiento. Debido a la aplicación manual de la condición se presenta la velocidad lineal obtenida mediante métodos videográficos. Se realizan 3 repeticiones para cada condición.....	27
Tabla 3.3: Resumen campaña 2 para experimentos de rodadura pura. Se realizan 3 repeticiones para cada par de fuerzas.	28
Tabla 3.4: Resumen campaña 2 para experimentos de deslizamiento impuesto por pieza externa. Se realizan 3 repeticiones para cada par de fuerzas.	28
Tabla 3.5: Parámetros necesarios para utilizar el modelo de Fan, considerar también que se deben introducir las condiciones de operación, la carga normal en [N] y la velocidad de deslizamiento en [m/s]. Los valores referenciales utilizados fueron extraídos de [58], mientras que K fue ajustado para los valores experimentales por lo que considera el efecto de los preamplificadores. El área aparente fue calculada con la teoría de Hertz para un cilindro sobre una superficie rígida, ecuación (10). Para más detalle revisar [30, 58].	33
Tabla 4.1: Resultados para experiencias de rodadura pura de la campaña 1. Algunas fuerzas horizontales no fueron capaces de vencer la inercia del sistema dichas experiencias tienen valores RMS vacíos.	34
Tabla 4.2: Resultados para experiencias de deslizamiento manual de la campaña 1. Como la fuerza fue aplicada manualmente no es posible estimar su magnitud, en cambio se presenta la velocidad promedio de la carrera.	34
Tabla 4.3: Resultados para experiencias de rodadura pura de la campaña 2.	35
Tabla 4.4: Resultados para experiencias de deslizamiento de la campaña 2.	35
Tabla 4.5: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de rodadura con fuerza vertical constante para fuerza horizontal/velocidad variable.	35
Tabla 4.6: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de deslizamiento con fuerza vertical constante para fuerza velocidad angular variable.	35
Tabla 4.7: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de rodadura velocidad constante para diferentes fuerzas normales.	35
Tabla 4.8: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de deslizamiento velocidad constante para diferentes fuerzas normales.	35

Lista de Figuras

Figura 1.1: Emisión Acústica en dominio tiempo (a) y frecuencia (b) para engranajes rectos, en (a) se visualizan 16 picos que ocurren periódicamente a tiempo de engrane (Fuente: [34]).	4
Figura 2.1: Comportamiento de fricción típico para una fuerza horizontal aplicada (Fuente: [37]).	7
Figura 2.2: Resistencia a la rodadura (Fuente: [38]).	7
Figura 2.3: Contacto entre dientes de engranajes rectos (Fuente: [40]).	8
Figura 2.4: Distribución de tensiones típica de un diente donde se identifican las más relevantes, tensión de flexión en el entalle y la tensión de contacto producida en la zona de contacto. (Fuente: [41]).	9
Figura 2.5: Interconexión entre condiciones de superficie, de operación, y degradación de superficie (Fuente: [31]).	9
Figura 2.6: Modos de desgaste abrasivo (a) microcorte (b) formación de cuñas (c) arado obtenido mediante microscopios electrónicos de barrido (SEM) (Fuente: [32]).	11
Figura 2.7: Desgastes típicos (a) desgaste adhesivo (b) desgaste abrasivo (Fuente:[19])	12
Figura 2.8: Correlación de frecuencias del espectro para diversos fenómenos de deformación y fractura. (Fuente:[19]).	12
Figura 2.9: Curva de Stribeck η : viscosidad del aceite, V: velocidad de deslizamiento, W: carga normal, se observan los 3 regímenes principales de lubricación, limite, mixto y completo (Fuente: [31]).	13
Figura 2.10: Parámetros de ondas acústicas (Fuente: [3]).	15
Figura 2.11: Señal transitoria (Fuente: elaboración propia).	15
Figura 2.12: Señal continua (Fuente: elaboración propia).	16
Figura 2.13: Tipos de propagación de onda (Fuente: [48]).	16
Figura 2.14: Prueba de Hsu-Nielsen (Fuente:[49]).	17
Figura 2.15: Diagrama típico proceso obtención de EA. (Fuente: [3])	18
Figura 2.16: Tipos de sensores para medir EA. (Fuente: [51]).	19
Figura 2.17: Curva calibración sensor Vallen 375-M. (Fuente: [52])	19
Figura 2.18: Superficies en contacto consideradas en el modelo de Fan. Notar que las asperezas con una altura superior a d entrarían en contacto y soportarían la totalidad de la carga (Fuente: [30])	19
Figura 3.1: Conceptualización del banco de ensayo. 1,2-Sensores 3- Cilindro de aluminio (ver Anexos) 4- Elemento guía para las tensiones 5- soporte de las masas para aplicar la fuerza horizontal (Fuente: elaboración propia).	22
Figura 3.2: Cilindro de aluminio de 150 [mm] de largo y diámetro exterior de 89 [mm]. Las cuerdas verticales de los extremos se conectan en diferentes masas para aplicar fuerza normal, las tensiones horizontales son utilizadas para ejercer una fuerza horizontal.	23
Figura 3.3: Pieza guía para las tensiones. (a) modelo (b) impresión (Fuente: elaboración propia).	23
Figura 3.4: Equipos de medición Vallen (a) sensor (b) preamplificador (c) caja de desacople (Fuente:[54]).	24
Figura 3.5: Banco de ensayo montado.	25
Figura 3.6: Banco de ensayo y módulo de obtención de datos.	25
Figura 3.7: Diagrama típico de un sistema de plano inclinado (Fuente: elaboración propia).	26

Figura 3.8: Pieza auxiliar bloqueo de rodadura impresa en PLA. Al ser solidaria al cilindro bloquea la rodadura al entrar en contacto por la superficie inferior del banco de ensayos.	27
Figura 3.9: Pieza auxiliar instalada en el banco de ensayos. Para lograr el movimiento se debe aplicar una fuerza mínima de magnitud μN , siendo N la suma del peso del cilindro y el colgado.	28
Figura 3.10: Triggers referenciales utilizados en las experiencias, el canal 0 corresponde a las mediciones de interés, mientras que el canal 1 fue manualmente alterado para marcar el recorrido a analizar (Fuente: elaboración propia).	30
Figura 3.11: Curva sensibilidad sensor VS 375-M (Fuente: elaboración propia).	31
Figura 3.12: FFT para C2-Rodadura-6. (Fuente: elaboración propia).	31
Figura 3.13: Error numérico luego de la Transformada inversa de Fourier para C1-Rodadura-7 (Fuente: elaboración propia).	32
Figura 3.14: Interfaz de Tracker. A la izquierda el programa analiza los fotogramas, la línea azul corresponde a la distancia de referencia, la línea morada es el marco de referencia y las marcas rojas la posición del patrón en cada fotograma. A la derecha se visualizan los resultados entregados.	33
Figura 4.1: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de 0 [N] ejercida bajo condición de rodamiento. Cada color identifica una campaña diferente.	36
Figura 4.2: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de 10 [N] ejercida bajo condición de rodamiento. Cada color identifica una campaña diferente.	36
Figura 4.3: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de 20 [N] ejercida bajo condición de rodamiento. Cada color identifica una campaña diferente.	37
Figura 4.4: Valores RMS promedio para intervalos de velocidad en condición de rodadura según diferentes cargas normales (a) 0 – 0.4 [m/s], (b) 0.4 – 0.6 [m/s] y (c) 0.6 - 1 [m/s]. Se consideran ambas campañas como un mismo set de datos.	37
Figura 4.5: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de (a) 0 [N], (b) 10 [N] y (c) 20 [N] bajo condición de deslizamiento. Cada color identifica una campaña diferente.	38
Figura 4.6: Valores RMS promedio para intervalos de velocidad en condición de deslizamiento según diferentes cargas normales (a) 0 – 0.4 [m/s], (b) 0.4 – 0.6 [m/s] y (c) 0.6 - 1 [m/s]. Se consideran ambas campañas como un mismo set de datos.	39
Figura 4.7: Ajuste del modelo teórico de Fan con datos empíricos para RMS [V] en condición deslizante para carga constante, (a) 0 [N] (b) 20 [N]. (Coeficiente de determinación del modelo $R^2 = 0.27$).	40
Figura 4.8: FFT para estado estacionario.	40
Figura 4.9: FFT para rodadura aplicando 20 [N] de fuerza normal a velocidad lineal de 0,7 [m/s]. Se considera para análisis el caso de mayor velocidad y carga.	41
Figura 4.10: FFT para deslizamiento aplicando 20 [N] de fuerza normal a velocidad lineal de 0,4 [m/s]. Se considera para análisis el caso con mayores condiciones de operación.	41
Figura 5.1: Señal amplificada con filtro aplicado para condición de rodadura bajo carga normal de 20 [N] y fuerza horizontal de 10 [N] (Fuente: elaboración propia)	44
Figura 5.2: Señal amplificada con filtro aplicado para condición de deslizamiento bajo carga normal de 20 [N] a velocidad de 0.4 [m/s] (Fuente: elaboración propia).	45

Glosario

Siglas

EA	:	Emisiones acústicas
V	:	Velocidad de deslizamiento
R	:	Rugosidad
W	:	Carga normal
F_s	:	Fuerza de roce estático
F_k	:	Fuerza de roce cinético
$N_{contact}$:	Número total de asperezas en contacto
d	:	Distancia planos de referencia
a	:	Radio de Hertz
L	:	Largo Cilindro
S_q	:	Rugosidad
S_{q_1}	:	Rugosidad aluminio
S_{q_2}	:	Rugosidad fierro
R'	:	Radio aspereza
A_p	:	Área aparente
\dot{U}_E	:	Tasa de energía elástica
K	:	Constante de conversión de Fan

Letras griegas

λ	:	Película de lubricante
η	:	Viscosidad del aceite
μ_s	:	Coefficiente de roce estático
μ_k	:	Coefficiente de roce cinético

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Contextualización y estado del arte

Mantener la seguridad y fiabilidad de los equipos mediante técnicas no destructivas es una tarea fundamental en la industria, los engranajes utilizados en la transmisión de movimiento son componentes críticos de la maquinaria utilizada en diversos campos de aplicación por lo que su monitorización es importante para garantizar el buen funcionamiento de equipos. Actualmente el análisis de vibraciones es la principal técnica de monitoreo utilizada para detectar y prevenir fallas mecánicas en maquinarias y equipos rotativos [1, 2], esta técnica se basa en la medición de las vibraciones generadas por la maquinaria y equipos durante su operación normal y anormal, siendo estas analizadas en el dominio tiempo o frecuencia.

En los últimos años ha tomado relevancia la técnica de emisión acústica (EA), una técnica de monitoreo no destructiva (END) en tiempo real que ha demostrado tener ventajas sobre la medición de vibraciones. Su principal virtud es la temprana detección de fallas, debido al rango frecuencia de fenómenos como la fricción, fracturas granulares y microrroturas, las cuales la EA es capaz de detectar. Los mencionados anteriormente son indicativos de incipientes fallas, una detección temprana puede prevenir pérdidas humanas, paradas inesperadas y prolongar la vida útil de los equipos. Entre sus características secundarias se encuentran: la localización precisa de los defectos, una alta sensibilidad a estos mismos, la capacidad de proporcionar una monitorización global [3–6].

1.1.1 Emisiones Acústicas

Las EA son ondas elásticas transitorias generadas por deformación, aparición y expansión de fisuras, contracciones, fricción, dislocaciones, cambios de temperaturas, entre otros [3]. El comienzo de las EA data en 1933 cuando el profesor Fuyuhiko Kishinouye habla en una conferencia realizada por *Earthquake Research Institute* (Instituto de Investigación de Terremotos) sobre sus experimentos de amplificación y grabación de EA en la fractura de madera durante terremotos. Sin embargo, sus fundamentos llegaron por el año 1950 con la publicación del ingeniero alemán Joseph Kaiser, desde entonces ha sido un área relevante de investigación [4].

Las aplicaciones de EA en cajas de engranajes se comenzaron a estudiar a finales de los años 90, luego del estudio fenomenológico de Jiia donde, mediante un banco de ensayo tipo pin-on-disk, discutió la estrecha relación entre la fricción del contacto superficial con la energía de la EA para procesos de deslizamiento [5].

Fueron importantes los estudios dedicados a la detección de diferentes tipos de fallas en casos aplicados a engranajes. Para fallas de fatiga por flexión se destacan los estudios de: Wheatner, quien realizó una comparación directa del método de rigidez con la técnica de EA [6]. También la investigación de Miyachika, logró identificar este tipo de falla en engranajes rectos con tratamiento térmico debido al aumento en el recuento de eventos acumulados de la EA justo antes del inicio de la grieta [7]. Por último, Singh encontró que la técnica EA es capaz de detectar la falla cuando el engranaje alcanza el 90% de su vida útil y a medida que aumenta la fisura, también lo hace la señal acústica [8]. Paralelamente a los estudios presentados, diversos autores demostraron la capacidad de

la técnica de EA para otros modos de falla como el daño superficial y la fatiga [9]. En general, toda la literatura hasta ahora mencionada identifica el potencial del monitoreo acústico sobre el de vibraciones para tipos de fallas como la fatiga y la picadura, destacando por sobre todo la temprana detección de problemas.

Estudios experimentales importantes dentro del marco de esta investigación fueron los realizados por Tan y Mba, quienes sembraron fallas artificiales en engranajes rectos y analizaron la EA para diferentes condiciones de carga y operación, para así, validar experimentalmente la aplicabilidad de las EA. Identificaron la importancia del efecto de la temperatura del lubricante, y como este al estar en estrecha relación con el espesor de la película de lubricante afectará significativamente a la EA. Propusieron dos explicaciones para las fuentes de estas; la resonancia dental y el contacto de asperezas, esta última hipótesis fue la más aceptada y de ella nace la hipótesis principal del proyecto presentado [10]. En el año 2005, Tan y Mba realizaron estudios en base a los realizados en el año 2004 en condiciones de operación isotérmicas para diferentes cargas, concluyendo finalmente que al conservar una carga constante e ir variando la velocidad el valor eficaz varía más que conservando la velocidad constante a diferentes cargas, por lo que la primera resulta ser más influyente [11].

Hamzah, et al. [12] estudió la influencia de las condiciones de operación para engranajes rectos y helicoidales realizando una comparación de las fuentes de sus emisiones acústicas. Señala para engranajes rectos los transientes son provocados por la transición de la condición de fricción presente en el punto de paso basándose en la visualización de transientes periódicos coincidentes con el tiempo de engrane entre dientes, apoyando así al estudio realizado por Tan y Mba el año 2004. Además, para perfil helicoidal asocia su señal del tipo continua a la constante actividad del punto de paso a través del diente visualizándose como ráfagas estrechamente distanciadas aparentando continuidad con gran amplitud. Vicuña, et al. [13, 14] por otro lado realizó estudios de las condiciones de operación en cajas de engranajes planetarias donde encontró que a grandes velocidades de funcionamiento la influencia de la carga se ve enmascarada por esta.

He, et al. [15] utilizando la transformada de Hilbert-Huang (HHT) detectó y localizó fallas mediante los métodos de vibraciones y de emisión acústicas, con el primer método detectó un 95% de las fallas y localizó un 78% mientras que con la técnica de EA detectó un 100% y localizó un 97%, destacando claramente esta última.

Xiang, et al. [16] realizó estudios de EA enfocados en la detección de etapas tempranas de grietas en componentes de cajas de cambios rotativas. Implementó algoritmos avanzados para analizar las señales en tiempo real. Fue capaz de identificar las etapas de iniciación y propagación de grietas, lo que validó mediante pruebas de fatiga y análisis de microestructuras. Los resultados experimentales demostraron que la tecnología de EA es capaz de detectar la iniciación y crecimiento de grietas a lo largo del tiempo de operación/ciclos, lo que sugiere su potencial integración en sistemas de monitoreo de salud de cajas de cambios para mejorar su confiabilidad y eficiencia.

Hutt et al. [17] presenta un método experimental para investigar las EA ocasionadas por el contacto de asperezas en el contacto de engranajes bajo condición mixta de lubricación, utilizaron un banco de ensayos con discos de contacto tangencial, lo que permite analizar las señales sin las condiciones

dentro del ciclo de engrane como el múltiple contacto de los dientes. Concluyó que la EA es sensible a cambios sutiles en la geometría de la aspereza provocada por el micropitting.

Existen estudios enfocados al desgaste como fuente de EA en procesos de deslizamiento, Boness concluyó que es posible diferenciar mecanismos de desgaste bajo condiciones lubricadas y secas por medio del valor RMS [18], Hase, et al. [19] realizó estudios al contacto entre diferentes materiales, identificó que el desgaste abrasivo y adhesivo son identificables y característicos en su respuesta frecuencial. Para el primero señala que este presenta un comportamiento transiente generadas por el corte y arado del material en la zona de contacto, sus picos de frecuencia están distribuidos en la gama de 0,25 a 1 MHz, mientras que, para el adhesivo las ráfagas son resultado de la generación de partículas de desgaste y su frecuencia de amplitud pico está alrededor de 1,1 MHz. El año 2014 los autores verificaron su estudio anterior utilizando microscopios de barrido electrónico [20]. Baccar, et al. investigó sobre el deslizamiento de superficies de acero martensítico utilizando la transformada de Fourier (STFT) y la transformada de Wavelet (CWT), fue capaz detectar y cuantificar el estado del daño resultante por fatiga [21]. Otros autores han realizado estudios enfocados al fenómeno de stick-slip [22, 23].

1.1.2 Modelos teóricos

Son pocos los modelos que relacionan las EA con los parámetros tribológicos del sistema, y los existentes tienen aplicaciones específicas bajo ciertas condiciones por lo que solo sirven en condiciones estrictas [24-29]. Se destacan los trabajos de Fan, et al. [30], quienes proponen un importante modelo de EA entre una superficie plana y una superficie rugosa para condiciones de deslizamiento. Feng, et al. [31] realizan una revisión completa de los estudios experimentales y modelos teóricos sobre la correlación entre las EA, los parámetros tribológicos y parámetros operativos. El autor presenta modelos que relacionan parámetros tribológicos críticos y las EA, además de teorías que explican la relación entre la tribología y las condiciones de funcionamiento. Destaca al igual que Lontin, et al. [32] la falta de modelos unificadores entre todos los parámetros y que estudien el efecto de la temperatura del lubricante.

1.2 Identificación del problema

Estudios acústicos de engranajes han presentado transiente periódicos (Ver Figura 1.1), a los cuales se les ha atribuido posibles causas mencionadas a continuación. La hipótesis más aceptada se basa en el contacto de asperezas y la transición de la naturaleza de la fricción al engranar [10, 13]. Esta idea contempla la condición de contacto entre dientes, que para diferentes tiempos puede presentar rodadura pura, deslizamiento puro o una combinación entre ambos [33]. Sin embargo, no se ha demostrado dicha hipótesis mediante el método científico, los autores, debido al periodo de engrane entre dientes, coincidente con la ocurrencia del fenómeno consideraron dicha idea como la más acertada. En el procedimiento que realizaron, existen factores propios del sistema que afectan la EA como: la fricción de los rodamientos, el ruido del motor, contacto de múltiples dientes, entre otros. Por lo que en el proyecto Fondecyt “*modelling and experimental validation of the acoustic emissions generated by sliding-rolling contacts in gear transmissions including faults*” se trabaja en comprobar el origen de los transiente generados en el contacto de engranajes, para ello se fabricó un banco de ensayos capaz aislar el comportamiento de superficies en la interfaz del contacto entre engranajes de

una manera simplificada y adecuada, para así, lograr caracterizar y contrastar las emisiones acústicas tanto en contacto rodante como deslizante.

Respecto a lo anterior, las condiciones en un par de engranes son complejas y difíciles de analizar, ya que, no sólo existe una única área de contacto entre ellos lo que dificulta la interpretación de la EA. El proyecto comenzó por el diseño de un banco de ensayos de geometría simple, capaz de replicar y aislar las condiciones presentes en el contacto entre engranajes. Trabajos anteriores describen diferentes pasos para el diseño de dicho banco, donde los pasos claves fueron; una etapa de concepción, seguido del cálculo de las ecuaciones de movimiento que permitieron a partir de las velocidades y aceleraciones un dimensionamiento a nivel macro del banco. Finalizada la primera etapa en agosto del año 2023 se inició con la construcción del banco en el cual se realizaron mediciones para posteriormente caracterizar las EA para contacto deslizante y rodante, se busca analizar la influencia de las condiciones de operación en la respuesta elástica bajo mecanismos rodantes y deslizantes de desplazamiento. En estudios posteriores se desarrollará un modelo teórico capaz de representar la emisión acústica para ambas condiciones, por lo que tener valores empíricos permite validar finalmente la teoría.

En el presente informe se presentan los resultados experimentales de EA obtenidas a partir del banco de ensayos para diferentes configuraciones de carga y velocidad sobre el cilindro. Se analiza la influencia de estos factores en el valor RMS de la señal identificando similitudes y diferencias con la literatura existente. Además, se discute la fuente de EA a partir de la identificación del mecanismo de desgaste desde la FFT de la señal. El desarrollo experimental y teórico proporciona bases para estudios futuros respecto a dinámica de mecanismos y pronóstico de procesos tribológicos mediante técnicas de EA.

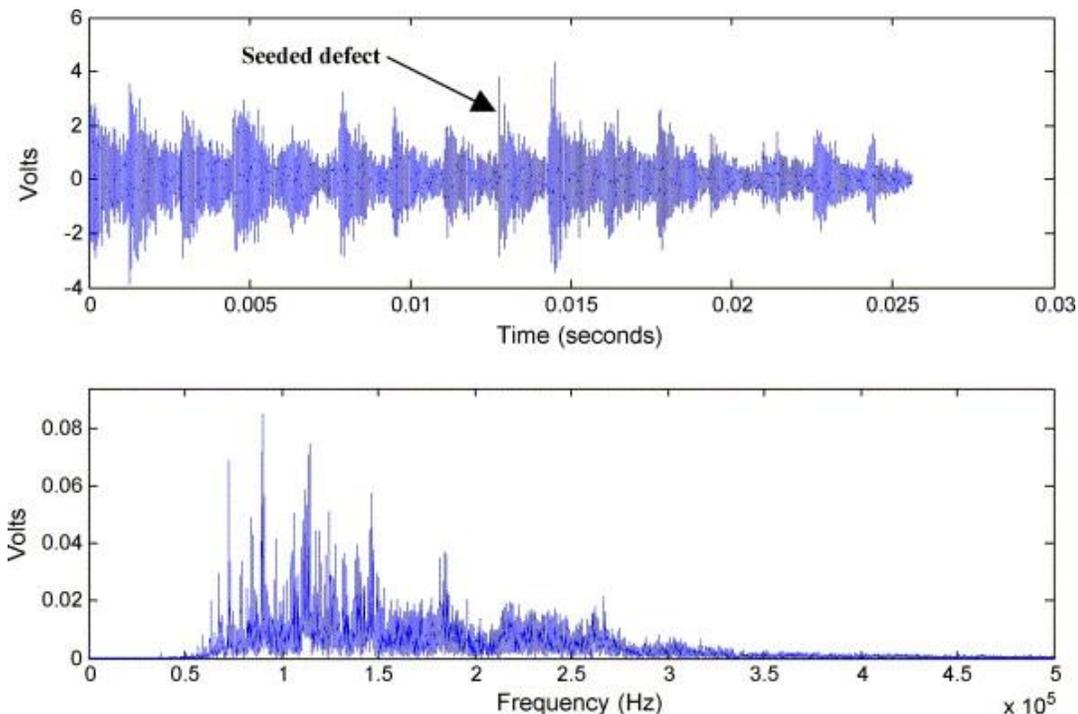


Figura 1.1: Emisión Acústica en dominio tiempo (a) y frecuencia (b) para engranajes rectos, en (a) se visualizan 16 picos que ocurren periódicamente a tiempo de engrane (Fuente: [34]).

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivos generales

(OG1) Determinar experimentalmente características de las EA generadas por fricción deslizando y rodante.

1.3.2 Objetivos específicos

(OE1) Construir el banco de ensayo capaz de simular diferentes condiciones de carga y velocidad relativa.

(OE2) Realizar mediciones de EA generadas por fricción deslizando y rodante sin lubricación.

(OE3) Caracterizar las EA para condición rodante y deslizando junto a sus parámetros de influencia.

(OE4) Verificar los resultados con la literatura.

(OE5) Comparar diferentes características de las EA obtenidas para caso deslizando y rodante.

1.4 Hipótesis

Para contacto deslizando la velocidad lineal es menos importante que la carga sobre el valor RMS de la señal, mientras que para la rodadura la velocidad de giro no tiene influencia en el valor RMS a diferencia de la carga que presentará relación lineal sobre este.

CAPÍTULO 2: Marco teórico

Para mejor comprensión de este texto es importante tener conocimientos básicos sobre tribología, emisiones acústicas, dinámica y contacto entre engranajes. Por lo que en el Capítulo presente se definen los conceptos claves requeridos para comprender mejor el trabajo.

2.1 Contacto y Fricción

El contacto entre materiales es un área importante de estudio, su interés proviene del cálculo de esfuerzos en la zona de contacto. Se pueden catalogar los contactos según el fenómeno presente, contacto normal, contacto adherente y fuerzas capilares [35].

- Contacto normal: se establece entre dos cuerpos mediante una fuerza o carga perpendicular a las superficies de estos.
- Contacto adherente: a nivel microscópico entre los cuerpos en contacto presentan fuerzas de interacción a nivel atómico llamadas fuerzas de adherencia, la cual decrece rápidamente con la distancia de separación entre las “porosidades”, por ello es importante cuando superficies son especialmente lisas, se tienen materiales muy blandos o el sistema como tal es microscópico. Debido a este tipo de contacto es que funcionan los pegamentos y adhesivos.
- Fuerzas capilares: fuerza presente cuando sólidos entran en contacto con fluidos.

Para los diferentes tipos de contacto, en la literatura existen modelos aproximados para geometrías específicas que entregan buenas aproximaciones. Para el contacto normal sin adhesión una de las teorías más aceptadas es el modelo de contacto de Hertz, mientras que al considerar adhesión se utiliza la solución de Johnson, Kendall y Roberts, entre otros [35].

La fricción es una propiedad importante del sistema de materiales que interactúan y forma una parte esencial del estudio de la tribología [36]. Este es inherente al contacto y se debe a la existencia de irregularidades e interacciones intermoleculares entre las superficies, de esto se produce una fuerza que se opone al movimiento relativo entre las superficies. En la mecánica de materiales y aplicaciones dinámicas utilizadas en este trabajo, se trabajan fricciones secas, entre las más relevantes se tienen las de deslizamiento (estática y cinética) y rodadura.

- Fuerza de fricción estática: se opone al movimiento relativo, es proporcional a la fuerza a la fuerza aplicada hasta llegar a un valor máximo cuando el movimiento es inminente. La evidencia experimental muestra que el máximo valor de la fuerza de fricción estática F_s es proporcional a la componente normal N de la reacción de la superficie [37].

$$F_s = \mu_s N \quad (1)$$

Donde μ_s es una constante llamada coeficiente de fricción estática.

- Fuerza de fricción dinámica: La fuerza de fricción tras llegar al umbral máximo estático disminuye drásticamente luego de haberse generado el movimiento, para la condición en movimiento (dinámica) está presente la fuerza de fricción cinética la que es aproximadamente

constante a lo largo del movimiento. De manera análoga se tiene una expresión para la fuerza de fricción cinética.

$$F_k = \mu_k N \quad (2)$$

Donde μ_k es el coeficiente de fricción cinética.

Los coeficientes de fricción μ_s y μ_k no dependen del área aparente de contacto, si no, de la naturaleza de las superficies en contacto (rugosidad de la superficie, régimen de lubricación) y parámetros externos como la carga normal y la velocidad de deslizamiento. Existen valores referenciales tabulados para diferentes materiales [37]. En la Figura 2.1 se observa gráficamente la transición de fricción estática a deslizante.

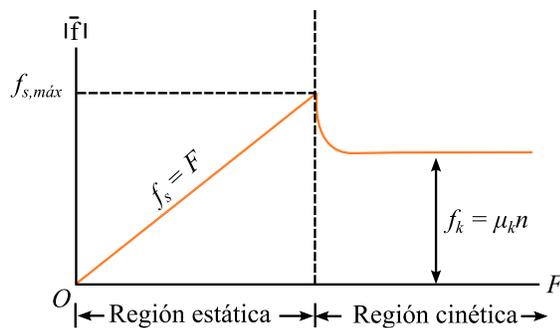


Figura 2.1: Comportamiento de fricción típico para una fuerza horizontal aplicada (Fuente: [37]).

- **Resistencia a la rodadura:** Es el momento resistente a la rodadura de los cuerpos. La experiencia indica que cuando algo rueda irá disminuyendo su velocidad, esto se debe a que el contacto con su superficie en el punto instantáneo de velocidad no es puntual, de hecho, se genera un área de contacto por la deformación entre ambas superficies lo que desalinea la fuerza normal respecto al peso lo que generaría un momento resistente ver Figura 2.2. En la literatura la distancia de desviación de la fuerza normal se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura. [37]

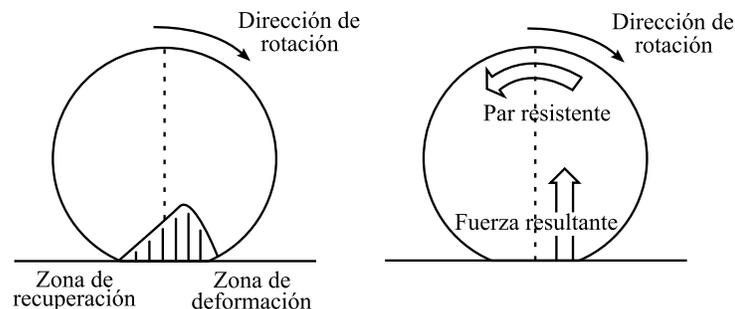


Figura 2.2: Resistencia a la rodadura (Fuente: [38]).

Algunas fallas típicas cuando dos superficies simplemente ruedan, o ruedan y se deslizan una contra otra con suficiente fuerza, son fallas por picadura después de un cierto número de ciclos de operación. Los expertos en la materia no concuerdan del todo sobre el mecanismo exacto de la picadura; aunque el tema es muy complicado, coinciden en que los esfuerzos de Hertz, el número de ciclos, el acabado

superficial, la dureza, el grado de lubricación y la temperatura influyen en la resistencia. Cuando dos superficies se presionan entre sí, se desarrolla un esfuerzo cortante máximo ligeramente por debajo de la superficie de contacto. Algunos autores sostienen que una falla superficial por fatiga se inicia por su esfuerzo cortante máximo y luego se propaga rápidamente hacia la superficie. Luego el lubricante entra en la grieta que se forma y, bajo presión, a la larga desprende las partículas con un efecto de cuña [39].

Contacto entre engranajes

El contacto teórico entre una pareja de dientes de engranaje cilíndricos rectos con perfil de evolvente es una línea recta. A medida que engranan dicha línea se desplaza sobre las superficies de los dientes.

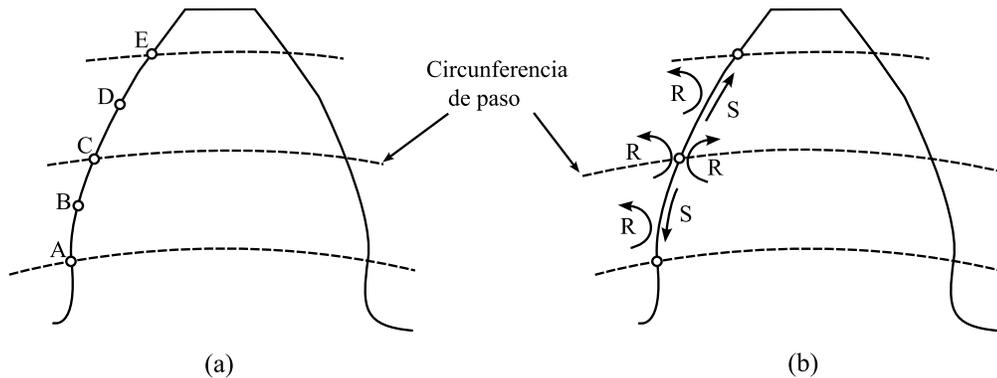


Figura 2.3: Contacto entre dientes de engranajes rectos (Fuente: [40]).

En la Figura 2.3 (a) se visualizan puntos relevantes para el contacto, cuando este existe entre AB, se sabe que la carga está distribuida entre “esta” pareja de dientes y la precedente en el ciclo de engrane. El punto B es el primer punto donde únicamente se produce contacto en esta pareja de dientes (LPSTC, *lowest point of single tooth contact*). Análogamente, cuando el contacto se presenta entre DE la carga se divide entre esta pareja de dientes y la que sucede en el ciclo, siendo D el último punto en el cual el contacto se produce únicamente en esta pareja de dientes (HPSTC, *highest point of single tooth contact*). Cuando el contacto existe entre B y D, toda la carga la soporta solo este par de dientes. En la Figura 2.3 (b) se identifican 3 zonas en las que el movimiento relativo va cambiando, en el punto de paso existe rodadura pura (R), por debajo de la línea de paso existe una combinación entre rodadura (R) y deslizamiento (S), mientras que por encima de la línea de paso también existe rodadura y deslizamiento, pero este último en sentido contrario.

Uno de los tipos de fallas de engranajes más recurrentes son el daño superficial por el contacto entre B y D. Este tipo de cargas al existir un alto nivel de rodadura y bajo deslizamiento, se estudian bajo la hipótesis de Hertz. Por otro lado, puede ocurrir ruptura del diente en la raíz del diente (concentrador de esfuerzos) por sobrecargas o fatiga. Este caso se analiza como una viga en voladizo mediante ley de Navier. En la Figura 2.4 se presenta una imagen fotoelástica de la distribución de tensiones típica sobre un diente recto obtenidas experimentalmente.



Figura 2.4: Distribución de tensiones típica de un diente donde se identifican las más relevantes, tensión de flexión en el entalle y la tensión de contacto producida en la zona de contacto. (Fuente: [41]).

La tribología es la ciencia que estudia la fricción, el desgaste y la lubricación, comprendiendo la interacción de las superficies en movimiento relativo. Los estudios de EA generalmente se enfocan en comprender como afectan los parámetros tribológicos sobre la señal acústica por lo que es fundamental conocer estos conceptos. La rugosidad de la superficie, la lubricación y el coeficiente de fricción son parámetros críticos en la determinación de la tasa de desgaste, y a su vez son influenciadas por el desgaste acumulado. Además, las condiciones de operación afectan la fricción, el desgaste y la superficie de contacto, estas interconexiones son resumidas en la Figura 2.5, todo esto finalmente impacta la EA.

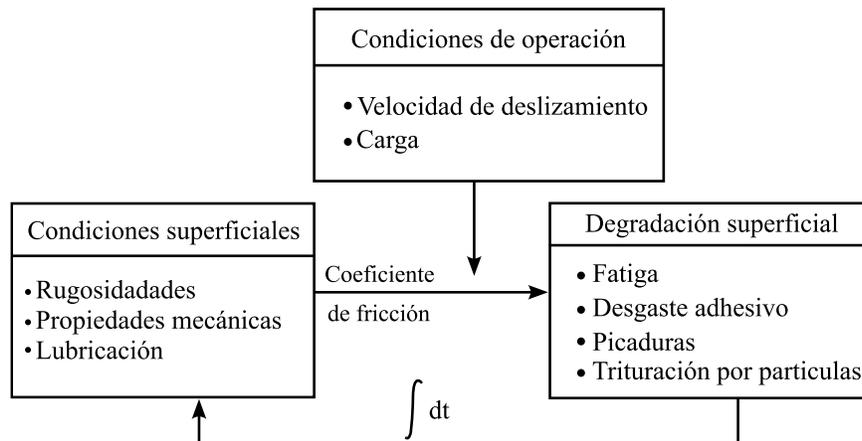


Figura 2.5: Interconexión entre condiciones de superficie, de operación, y degradación de superficie (Fuente: [31]).

Para describir la distribución de asperezas del material se implemente el concepto de rugosidad que, según la aplicación puede ser definido de diversas maneras. En la Tabla 2.1 se presentan las definiciones más utilizadas.

Tabla 2.1: Definiciones comunes de rugosidad superficial 2D, N es el número total de asperezas, y_i corresponde a la altura del i ésimo punto, p_i y v_i son las alturas de los puntos más altos y bajos respectivamente [31].

Rugosidad parámetro	Definición	Fórmula
R_a	Rugosidad media	$R_a = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i $
R_q	Rugosidad cuadrática media	$R_q = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i^2}$
R_z	Rugosidad peak to valley	$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 p_i - \sum_{i=1}^5 v_i \right)$
R_{ku}	Kurtosis de la rugosidad	$R_{ku} = \frac{1}{N(R_q)^4} \left(\sum_{i=1}^N y_i^4 \right)$

En maquinaria rotatoria la lubricación es un aspecto crítico, permite minimizar la fricción y por lo tanto el desgaste entre componentes móviles. La relación lambda (λ) se define como la relación entre el espesor de la película (h) y la rugosidad de las superficies en contacto.

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{Rq_1^2 + Rq_2^2}} \quad (3)$$

Donde Rq_i corresponde a la rugosidad cuadrática media para cada superficie (Tabla 2.1)

El espesor de la película es influenciado por las condiciones de operación y características del lubricante, como la temperatura y la viscosidad. Menezes propone empíricamente la siguiente función para el espesor de lubricante mínimo en un banco de ensayo *pin-on-plate* [42].

$$h_{min} \propto 3.63 (V \eta)^{0.68} W^{-0.073} \quad (4)$$

Aquí V es la velocidad de deslizamiento, W la carga y η la viscosidad del lubricante.

Como se hizo mención anteriormente, dicha ecuación es empírica y depende de la geometría del banco utilizado, se han realizado otras investigaciones del tipo *ball-on-flat* en deslizamiento [43] y rodadura-deslizamiento entre dos cilindros [44].

El régimen de lubricación se define según el valor de λ y se clasifica en 4 categorías: lubricación de película completa, poco o nulo desgaste provocado por el contacto de asperezas, lubricación mixta, la carga total es compartida entre el contacto de aspereza y la presión de la película de lubricante, lubricación límite y seca, existe poca o nula actividad del lubricante entre las superficies. En los últimos 2 regímenes prima el desgaste abrasivo cuando las superficies deslizan o ruedan.

{	$\lambda > 3$	Lubricación de película completa (Hidrodinámica)
	$3 > \lambda > 1$	Lubricación Mixta (Elasto-Hidrodinámica)
	$\lambda < 1$	Lubricación límite y contacto seco

A nivel microscópico existen diversos tipos de desgaste entre materiales, sin embargo, se hará enfoque a los esenciales utilizados generalmente en la literatura e importantes para este estudio (ver Figura 2.7):

- Desgaste adhesivo: las superficies tienen suficiente atracción molecular para que las asperezas resistan el deslizamiento en forma de fricción llegando incluso a poder desprenderse partículas de material, la región en contacto sufre esfuerzos de compresión y corte. Ciertos pares de metales tienen afinidad a este tipo de desgaste debido a su composición química (Ver Anexos A), superficies limpias y libres de óxido también son potencialmente afectables.
- Desgaste abrasivo: se presenta cuando la dureza de una de las superficies en contacto es más alta que la otra, esto provoca que la superficie de mayor dureza penetre en el otro material, generando huellas de 3 tipos diferentes: microcorte, formación cuñas y arado (ver Figura 2.6).

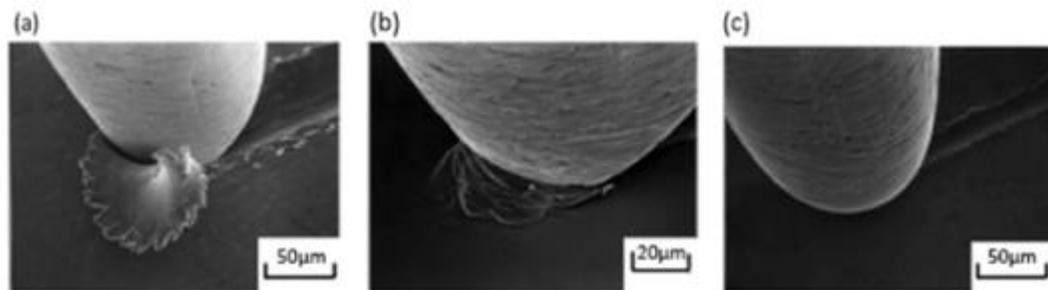


Figura 2.6: Modos de desgaste abrasivo (a) microcorte (b) formación de cuñas (c) arado obtenido mediante microscopios electrónicos de barrido (SEM) (Fuente: [32]).

Investigaciones han demostrado [19] que se es capaz de identificar entre ambos mecanismos de desgastes debido a sus diferentes frecuencias de excitación. El desgaste adhesivo se caracteriza por presentar una alta frecuencia alrededor de 1,1 MHz resultado de la generación de elementos de desgaste y partículas de transferencia, la amplitud de la EA se ve afectada por la cantidad de partículas en transferencia y las fuerzas de adhesión entre las dos superficies, siendo ambas de correlación positiva. Por otro lado, el desgaste abrasivo como es generado por corte y arado, presentan frecuencias del rango 0,25 a 1 MHz y su amplitud está relacionada a la capacidad de eliminación de los granos desgastados y su tamaño. La Figura 2.8 muestra una imagen referencial de las frecuencias de EA para diversos fenómenos asociados a deformación y fractura.

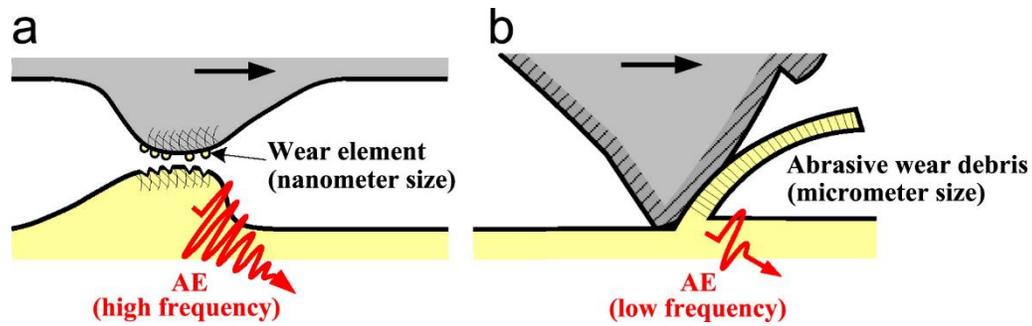


Figura 2.7: Desgastes típicos (a) desgaste adhesivo (b) desgaste abrasivo (Fuente:[19])

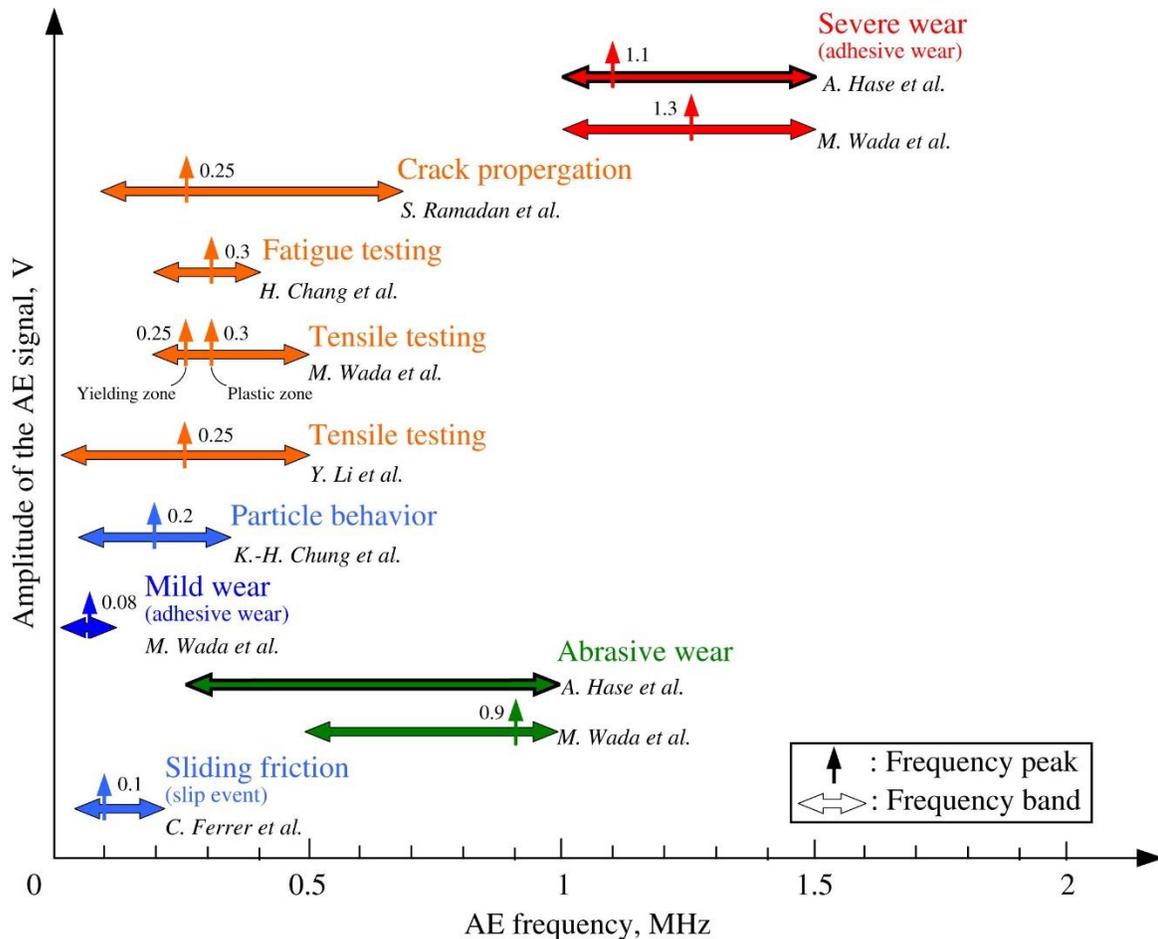


Figura 2.8: Correlación de frecuencias del espectro para diversos fenómenos de deformación y fractura. (Fuente:[19]).

Interconexión entre parámetros tribológicos y condiciones de operación

La dependencia del coeficiente de fricción en la rugosidad superficial varía según el régimen de lubricación. Para contacto seco deslizante, aumentar la fricción tiene un efecto positivo prácticamente lineal en la rugosidad R_a . Para lubricación límite R_a , R_q y R_z aumentan casi linealmente junto a la fricción mientras que R_{ku} tiene una correlación negativa y más débil. En el régimen de lubricación mixta el coeficiente de fricción disminuye R_a . Para relacionar la fricción con el espesor de la película de aceite se utiliza la curva de Stribeck (ver Figura 2.9). En Anexos B se presenta un resumen de las investigaciones relacionadas al estudio de interconexión de parámetros.

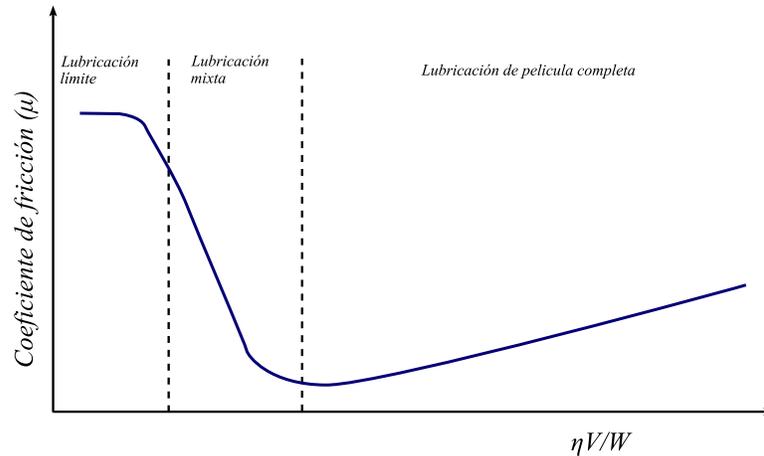


Figura 2.9: Curva de Stribeck η : viscosidad del aceite, V: velocidad de deslizamiento, W: carga normal, se observan los 3 regímenes principales de lubricación, límite, mixto y completo (Fuente: [31])

2.2 Emisiones acústicas

El proceso de desgaste es complejo y puede verse afectado por una serie de factores que incluyen las propiedades tribológicas y las condiciones de operación. Para monitorear el proceso y predecir la tasa de desgaste, se requiere de una técnica que pueda detectar cambios en las condiciones de contacto de la superficie. Las técnicas basadas en emisión acústica (EA) son capaces de detectar cambios de tensión debido al contacto de aspereza entre superficies en contacto, monitorear desgaste y detectar fallas en diferentes campos de estudio. Se usa ampliamente y se ha ganado la reputación de ser una de las técnicas más confiables y mejor establecidas en ensayos no destructivos (END). Es una tecnología muy eficiente y eficaz que se utiliza para el ver el comportamiento de fractura y la detección de fatiga en metales, fibra de vidrio, madera, compuestos, cerámica, hormigón y plásticos. También se puede utilizar para detectar fallas y fugas de presión en recipientes, tanques, tuberías, así como para monitorear la progresión de la corrosión en la soldadura [45]. En general, existe un amplio rango de posibles fuentes de eventos de EA y se pueden clasificar de dos tipos, eventos primarios y secundarios, ejemplos de ellos son los siguientes [46]:

- Eventos primarios: degradación de materiales y procesos de falla, tales como crecimiento de grietas, deformaciones, formación de huecos, corrosión, fracturas de segunda fase y descohesión fibra/matriz en materiales compuestos.
- Eventos secundarios: procesos tribológicos, especialmente fricción entre superficies como las caras de una fractura, cohesión y descohesión de productos de corrosión, fugas de líquidos o gases, procesos de soldadura y detección de piezas sueltas.

La mayoría de los EA son causados por el roce o la fricción que se produce entre los componentes y en general, se originan a partir de ondas de tensión generadas como resultado del crecimiento o movimiento que se produce en los defectos. Una definición formal de EA dada por la norma ASTM E1316 (2014): “Clase de fenómenos por los cuales se generan ondas elásticas transitorias mediante la liberación rápida de energía de una fuente o fuentes localizadas dentro de un material, o las ondas transitorias así generadas”.

Los parámetros de las ondas acústicas informados clásicamente son los siguientes:

- Tiempo de llegada (*arrival time*): tiempo absoluto en el cual aparece la primera señal de descubrimiento de un defecto y puede ser captado por los sensores.
- Amplitud: amplitud máxima dentro de la duración de la señal, es decir, el voltaje más alto a cualquier punto en la forma de onda del tiempo de voltaje. Existe amplia variedad de amplitudes de señal encontradas en la práctica, debido a grandes diferencias entre sus valores, es conveniente describirlos en escala logarítmica denominándose decibelios (dB). La amplitud de una señal en dB es:

$$A(dB_{AE}) = 20 \log \frac{V_p}{V_{ref}} \quad (5)$$

donde:

V_p : voltaje máximo en la salida del elemento del transformador.

V_{ref} : voltaje de referencia.

La referencia es un valor convenido, pero se suele utilizar el valor mínimo de percepción del sonido en el ser humano (20 [μPa]).

- Tiempo de subida (*Rise time*): intervalo de tiempo entre el momento de aparición de señal y la amplitud máxima de señal.
- Duración de señal (*signal duration*): es un intervalo entre el primer y el último impulso de la señal. Particularmente es útil para la filtración del ruido y otras clases de la calificación de señal.
- Eventos (*Counts/events*): comúnmente se presentan mediante N. Cuando la amplitud de la señal es mayor que el umbral, la cantidad de pulsos emitidos por el circuito de medición se define como N. Los conteos dependen en gran medida de las propiedades AE y la naturaleza reverberante del sensor y del material de la muestra.
- MARSE (*Measured Area of the Rectified Signal Envelope*): energía de la señal de salida del sensor, es directamente proporcional al área contenida por la forma de onda y se refiere como la fuerza de señal o energía acústica.
- Umbral: el umbral es un tipo de parámetro de configuración que se utiliza para eliminar los ruidos electrónicos de fondo. Se debe lograr un equilibrio para que el umbral no elimine también las señales que son débiles pero útiles dado que los ruidos de fondo se caracterizan por una baja amplitud.

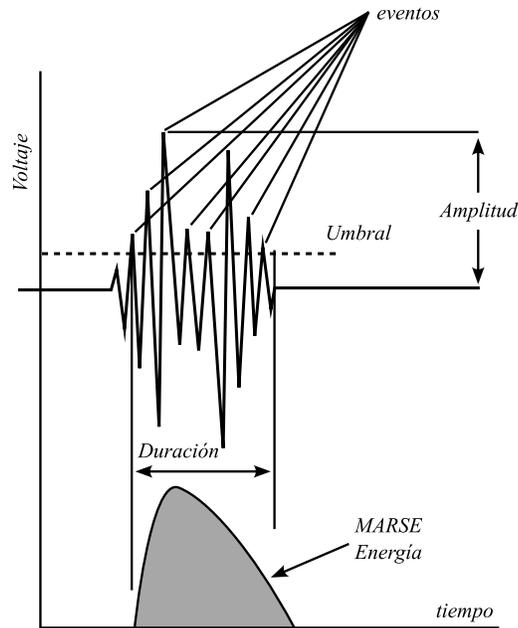


Figura 2.10: Parámetros de ondas acústicas (Fuente: [3]).

- RMS (*Root Mean Square*): se define como la raíz de la media las amplitudes al cuadrado, de ella es posible conocer la cantidad de energía promedio transportada por la señal.

Para mayor comprensión ver Figura 2.10

Existen varios aspectos que influyen en la señal. La atenuación, definida como la pérdida de amplitud de señal y la geometría del material pueden considerarse como las influencias principales. La velocidad de onda, la geometría y las propiedades materiales son otros de los factores que varían la cantidad de la actividad acústica generada.

Las señales en general se pueden clasificar entre:

- Señales transitorias (*bursts*): se visualiza claramente los puntos de su inicio y final respecto al ruido de fondo. Son características de falla tipo fisuras, fractura, deformación, corrosión, descargas, etc. ver Figura 2.11.

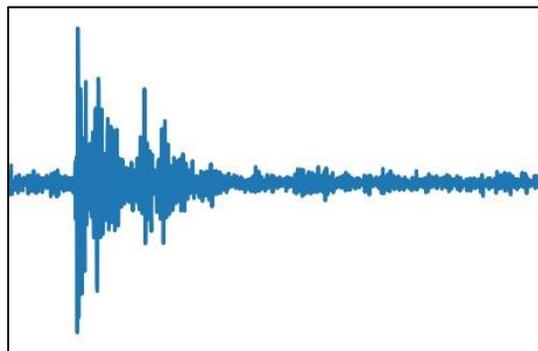


Figura 2.11: Señal transitoria (Fuente: elaboración propia).

- Señales continuas: al contrario de las señales transitorias, no se identifica un claro inicio y final respecto al ruido de fondo, se presentan mientras el proceso que las genere este active, ver Figura 2.12.



Figura 2.12: Señal continua (Fuente: elaboración propia).

Por otro lado, existen al menos tres tipos propagación de ondas que aparecen en un medio sólido y elástico: ondas longitudinales o de compresión (ondas P), ondas transversales o cortantes (ondas S) y ondas de superficie o Rayleigh (ver Figura 2.13).

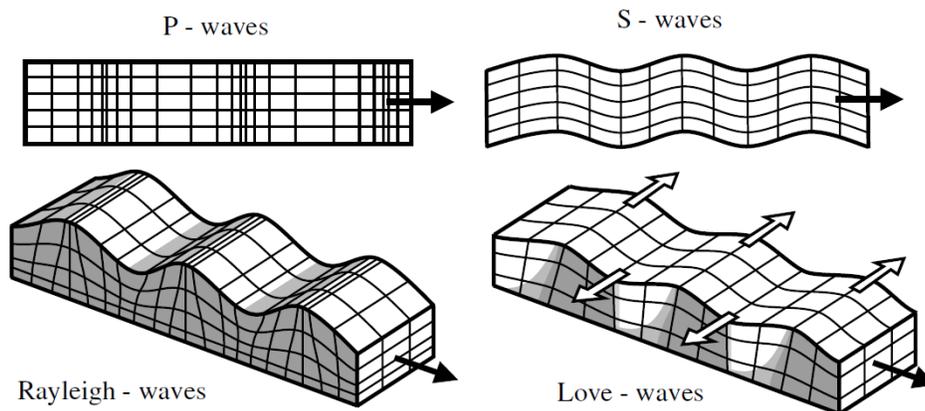


Figura 2.13: Tipos de propagación de onda (Fuente: [48]).

Ondas de cuerpo o volumen

- Ondas P: son las que se propagan a mayor velocidad, por lo que a cualquier distancia del foco son registradas primero. Al propagarse hacen vibrar las partículas en el mismo sentido del tren de ondas, produciendo compresión y dilatación a su paso. Son conocidas también como ondas longitudinales.
- Ondas S: hacen vibrar las partículas en sentido perpendicular al de su propagación. Tienen velocidades menores que las ondas P. Si las partículas oscilan de arriba a abajo, la onda se llama SV, si las partículas oscilan en un plano horizontal se llaman SH. También son conocidas como ondas transversales.

Ondas de superficie

- Ondas L (*Love*): se propagan de forma similar que las ondas S haciendo vibrar las partículas horizontalmente en sentido perpendicular al de propagación, pero sin movimiento vertical.
- Ondas R (*Rayleigh*): tienen un movimiento similar al de las ondas en la superficie del agua, haciendo vibrar las partículas sobre un plano que apunta en dirección de la trayectoria de las ondas, con movimientos elíptico y vertical simultáneamente.

Otros aspectos importantes del proceso de propagación de EA

- Atenuación: es la pérdida de amplitud cuando la onda viaja desde la fuente a través del material. Es una variable importante cuando se quiere lograr la localización de fallas. Comúnmente para su cuantificación debido a su bajo costo y simplicidad de aplicación, se realiza la prueba de Hsu-Nielsen (Figura 2.14), cual consiste en la fractura de una mina de grafito a 30° de la superficie lo que genera una onda de corta duración (transitoria) similar a la de una grieta [49].
- Velocidad de onda: velocidad con la que se propaga depende de la densidad del medio y de sus propiedades elásticas, como el módulo de incompresibilidad y el módulo de rigidez [50].

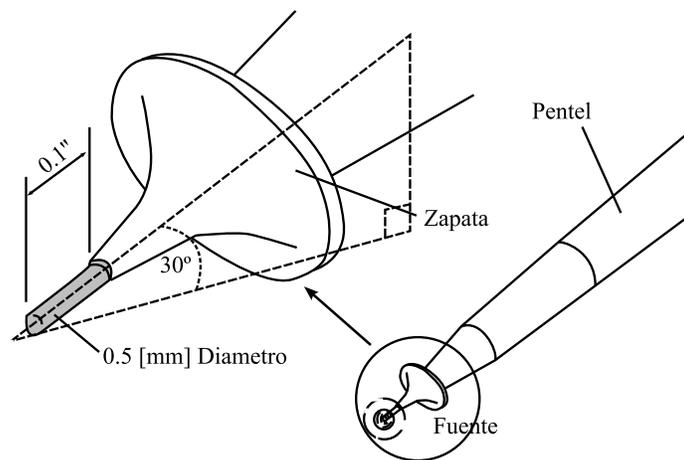


Figura 2.14: Prueba de Hsu-Nielsen (Fuente:[49]).

A continuación, se describe brevemente la implementación utilizada para realizar mediciones acústicas. En la Figura 2.15 se presenta un esquema general del método.

- Acoplante (*Couplant*): agente intermediario entre los sensores y la superficie, es importante para asegurar un correcto contacto y así recibir una buena calidad de señal.
- Sensores: utilizados para detectar las ondas mecánicas generadas en las estructuras y convertirlas en señales eléctricas, uno de los más utilizados son los llamados sensores piezoeléctricos, los cuales destacan por su alta sensibilidad. Su funcionamiento se basa en la capacidad de ciertos materiales de generar un voltaje al someterse a una deformación. Existen sensores resonantes y de banda ancha Figura 2.16. A pesar de que los tipo banda ancha presentan una señal más fiel al movimiento, en la práctica se utilizan más los resonantes debido a la mayor sensibilidad que presentan a un menor costo.

Como los sensores de frecuencia resonante presentan diferentes respuestas para diferentes frecuencias de excitación, los proveedores facilitan graficas de sensibilidad como la presentada en la Figura 2.17 para lograr determinar la variable que interesa estudiar de manera real. La escala de la gráfica es logarítmica como es frecuentemente utilizado en aplicaciones de EA, ya que convenientemente condensa una gama amplia de amplitudes de señal, la relación utilizada para calcular la sensibilidad del sensor es la siguiente:

$$dB = 20 \log(S/S_{ref}) \quad (6)$$

Donde S es la sensibilidad o factor de conversión y S_{ref} un valor referencial arbitrario cual generalmente es 1 [V].

Para aplicaciones de EA la sensibilidad del sensor solo depende de la frecuencia, caso diferente es cuando la dirección del movimiento debe considerarse como en las técnicas de vibraciones.

- Preamplificador: dispositivo que puede estar integrado o no al sensor. Su función es amplificar la amplitud de la señal para así distinguir mejor la relación señal-ruido en el procesamiento de datos. Pueden tener filtros integrados.
- Filtros: utilizado para eliminar frecuencias no deseadas, el ruido principalmente.
- Convertidor A/D: se utiliza para digitalizar la señal de EA.
- Sistema de adquisición de datos (DAQ): enlace entre el proceso de adquisición de datos con un ordenador el cual debe tener un software dedicado al tratamiento de datos, uno de los más populares es LabVIEW [3].

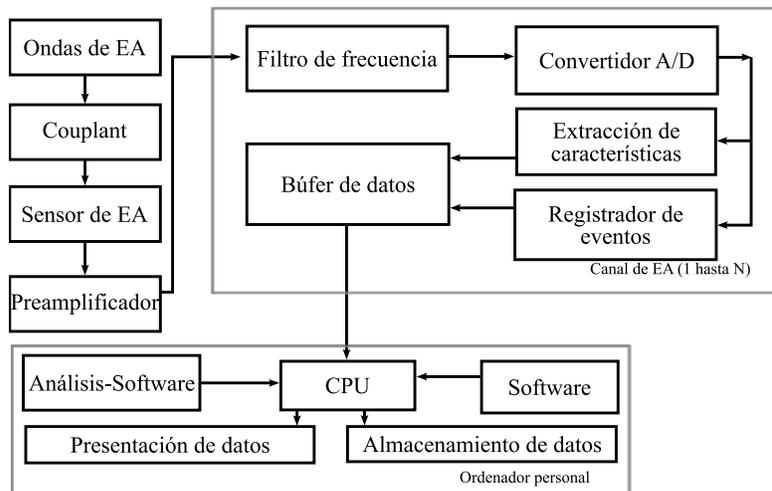


Figura 2.15: Diagrama típico proceso obtención de EA. (Fuente: [3])

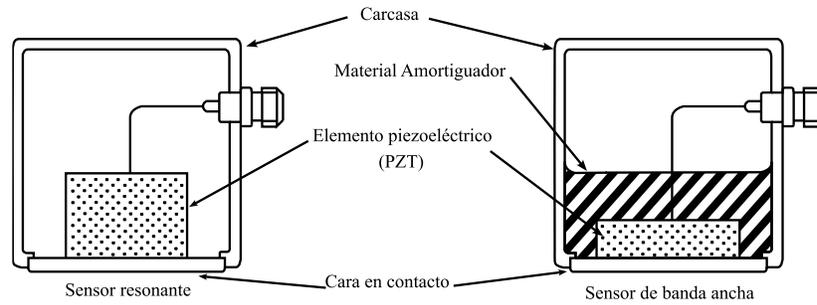


Figura 2.16: Tipos de sensores para medir EA. (Fuente: [51])

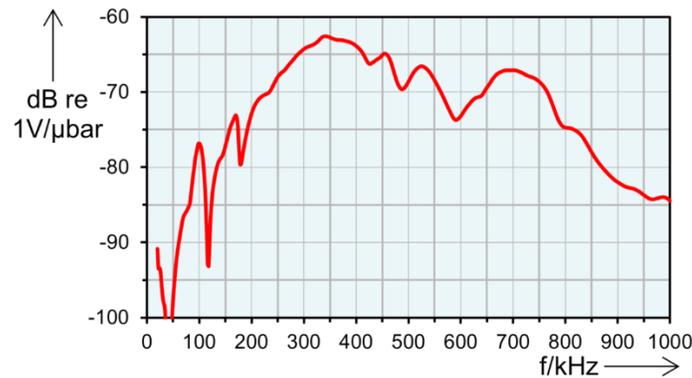


Figura 2.17: Curva calibración sensor Vallen 375-M. (Fuente: [52])

Modelo teórico para deslizamiento de Fan

El modelo probabilístico de Fan se puede utilizar para determinar el valor RMS de una EA sin régimen de lubricación, a partir de las características topográficas de las superficies en contacto a velocidad de deslizamiento y carga variable. Se plantea simular un contacto entre dos superficies de rugosidad S_{q1} y S_{q2} , con una interacción entre una superficie rígida idealmente plana y otra de rugosidad $S_q = \sqrt{S_{q1} + S_{q2}}$ (ver Figura 2.18). La carga es soportada elásticamente por las asperezas de mayor altura respecto a los planos de referencia, en donde la probabilidad que una aspereza tenga una altura entre z y $z + dz$ por encima del plano de referencia es:

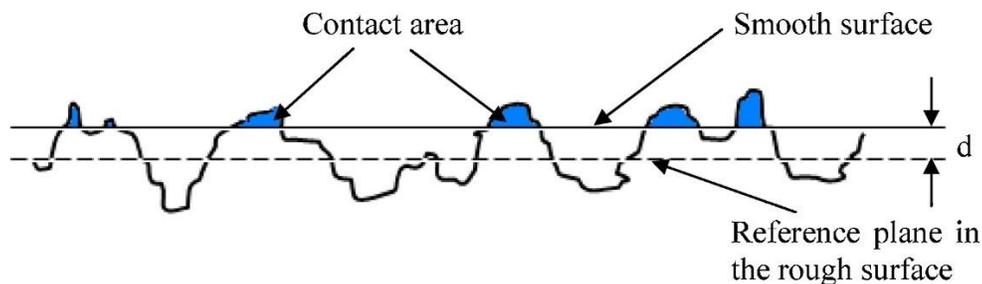


Figura 2.18: Superficies en contacto consideradas en el modelo de Fan. Notar que las asperezas con una altura superior a d entrarían en contacto y soportarían la totalidad de la carga (Fuente: [30])

$$P(z) = f(z)dz \quad (6)$$

Donde $P(z)$ es la probabilidad, $f(z)$ la función densidad (PDF) de la altura de las asperezas, definida usualmente por una distribución Gaussiana.

$$f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi S_q^2}} e^{-\frac{z^2}{2S_q^2}} \quad (7)$$

La probabilidad que alguna aspereza tenga una altura mayor al plano de referencia es:

$$P(z > d) = \int_d^{\infty} f(z)dz \quad (8)$$

Luego, la cantidad de asperezas en contacto por unidad de área es:

$$N_{contact} = A_p D_{sum} \int_d^{\infty} f(z)dz \quad (9)$$

Donde A_p es el área aparente de contacto obtenida a partir de la teoría de contacto de Hertz y D_{sum} es el número de asperezas por unidad de área.

Con la teoría de Hertz se puede aproximar el radio de contacto de un cilindro rígido sobre un plano elástico por $a \approx \sqrt{2Rh}$, mientras que el área aparente de contacto se determina por:

$$A_p = 2La \quad (10)$$

Donde L es la longitud del cilindro. Para determinar la profundidad de indentación h del cilindro en el plano para una carga normal W se utiliza la siguiente expresión:

$$W = \frac{\pi}{4} E^* L h \quad (11)$$

Donde $E^* = E/(1 - \nu^2)$ para el cuerpo elástico.

Fan determinó la tensión elástica liberada por una aspereza y al considerar la velocidad de deslizamiento planteo la tasa de energía elástica, luego al integrar sobre la superficie considerando la probabilidad que las asperezas tengan la altura necesaria para ser deformadas y la cantidad de estas mismas en el área, determina la ecuación (12):

$$\dot{U}_E = 0.4 N_{contact} W v \frac{F_1(h)}{R' F_{1/2}(h)} \quad (12)$$

Donde R' es el radio de curvatura Hertziano del área de contacto.

Finalmente relacionando la energía captada por los sensores e introducir una constante K se obtiene la expresión final de su modelo para el valor RMS de la señal:

$$AE_{RMS} = K \left[(N_{contact} W v) \frac{\int_d^{\infty} (z - d) f(z) dz}{R^{1/2} \int_d^{\infty} (z - d)^{1/2} f(z) dz} \right]^{1/2} \quad (13)$$

Donde K es una constante a determinar a calibrar empíricamente.

2.3 Análisis Anova de un factor

El análisis de la varianza, o más brevemente, Anova, se refiere en general a un conjunto de situaciones experimentales y procedimientos estadísticos para el análisis de respuestas cuantitativas de unidades experimentales. El problema Anova más simple se conoce indistintamente como unifactorial, de clasificación única o Anova unidireccional e implica el análisis de datos muestreados de más de dos poblaciones (distribuciones) numéricas o de datos de experimentos en los cuales se utilizaron más de dos tratamientos. La característica que diferencia los tratamientos o poblaciones una de otra se llama factor en estudio y los distintos tratamientos o poblaciones se conocen como niveles del factor [53].

Se enfoca en la comparación de más dos medias de población planteando. Para I poblaciones de medias μ_I , las hipótesis pertinentes son:

$$H_0: \mu_1 = \mu_2 = \dots = \mu_I$$

Contra

H_a : por lo menos dos de las μ_i son diferentes.

En la práctica, se compara una medida de variación entre muestras (F) con una calculada desde el interior de cada una de las muestras (valor crítico de F). Si $F < \text{valor crítico de } F$, entonces con una probabilidad de error entregada por la función, la hipótesis H_0 se cumple. Esta herramienta es útil porque permite determinar matemáticamente si muestras de datos son estadísticamente diferentes.

CAPÍTULO 3: Procedimiento experimental

En el capítulo presente se retoma el desarrollo experimental para lograr la caracterización de las EA. Primero se presenta el banco de ensayos utilizado seguido de la metodología utilizada para la obtención y procesamiento de datos.

3.1 Descripción del banco de ensayos

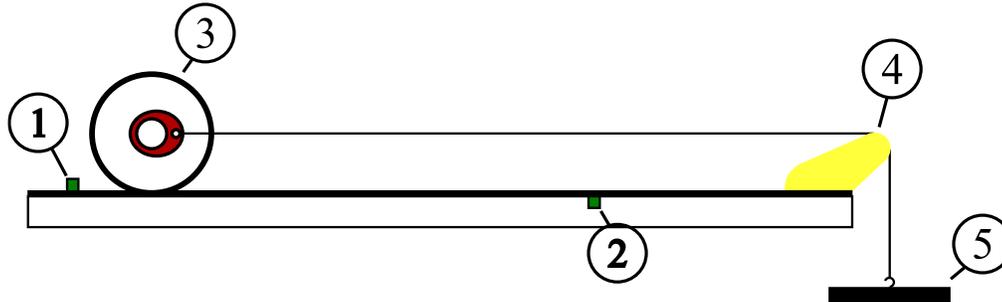


Figura 3.1: Conceptualización del banco de ensayo. 1,2-Sensores 3- Cilindro de aluminio (ver Anexos) 4- Elemento guía para las tensiones 5- soporte de las masas para aplicar la fuerza horizontal (Fuente: elaboración propia).

En la Figura 3.1 se presenta la conceptualización final del banco de ensayos diseñado. Su funcionamiento esencial consiste en dar condición de rodadura y deslizamiento a un cilindro de aluminio sobre una superficie de fierro sin lubricar en condiciones ambientales. Para lograr variaciones de velocidad entre los diferentes experimentos se utilizan fuerzas horizontales aplicadas mediante masas colgantes. A bajos pesos es de esperar un comportamiento rodante controlado, teóricamente existe una velocidad crítica a la cual el cilindro dejará de rodar y comenzará a deslizarse, dicha velocidad fue calculada en trabajos previos mediante la dinámica del sistema [61], sin embargo, se reconoce lo poco controlable y replicable que puede ser el banco para grandes fuerzas horizontales alcanzando aceleraciones alrededor de $4 \text{ [m/s}^2\text{]}$, por lo que se desarrolla un mecanismo capaz de detener el rodamiento y así estudiar el deslizamiento.

Al igual que en la literatura, las 2 condiciones de operación a analizar son la carga normal y la velocidad de deslizamiento reguladas gracias a fuerzas aplicadas por las masas colgantes. Para la aplicación de las fuerzas, se utiliza la plataforma donde se ubican masas calibradas y así lograr una fuerza horizontal, para la fuerza vertical se cuelga en anillos móviles masas conocidas de 1000 y 2000 [g] teniendo especial cuidado que el largo de la cuerda sea lo más corto posible para un correcto funcionamiento.

En la Figura 3.1 se identifican 4 elementos principales que componen el banco utilizado, a continuación, se hace descripción de cada uno de ellos.

- Cilindro de aluminio: elemento de aluminio sólido de diámetro 89 [mm] y 150 [mm] de largo, de él, concéntricamente se derivan manillas de diámetro 20 [mm] con reducción gradual de 2 [mm]. Para la transmisión de tensiones se imprime en PLA 2 tipos de piezas, la principal es encargada de soportar directamente la tensión, su ensamble debe tener cierta holgura para permitir el correcto movimiento, mientras que las secundarias van ajustadas para poder conservar el alineamiento de la pieza principal. Mediante la pieza principal se aplican las

fuerzas tanto horizontales como verticales para variar las condiciones de operación. (ver Figura 3.2)

- Superficie de acero: lámina de acero comercial 1 [mm] de espesor adherido a madera hueca con adhesivo de montaje de la marca Ceys, no se realiza ningún tipo de tratamiento ni limpieza superficial, se observa cierta presencia de óxido y abolladuras menores no importantes.

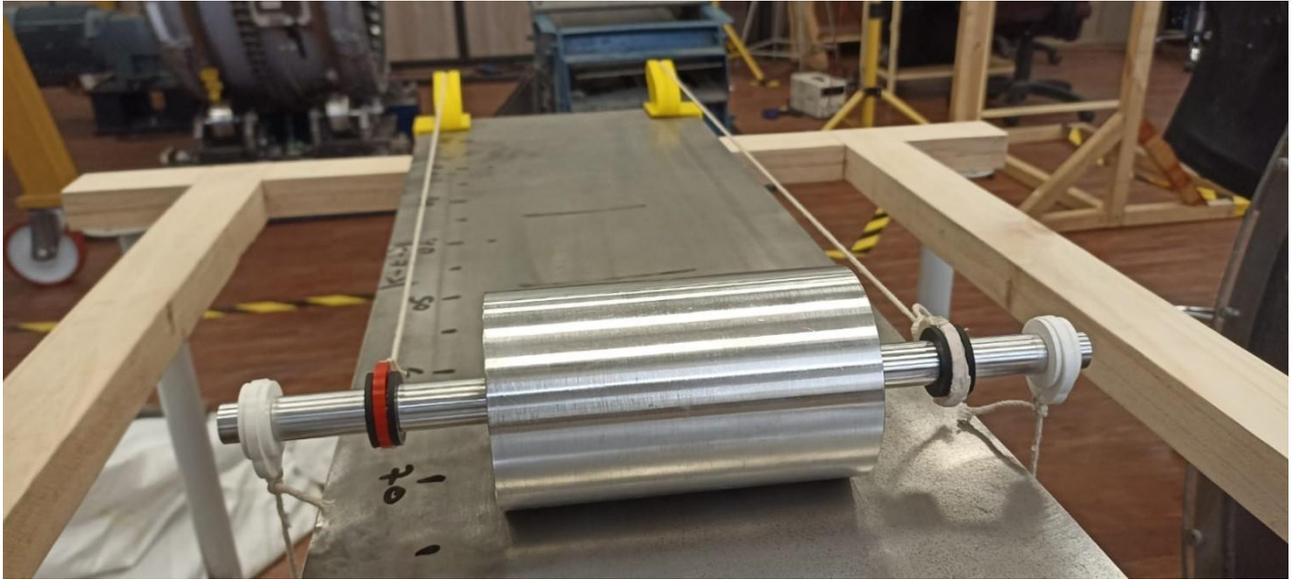


Figura 3.2: Cilindro de aluminio de 150 [mm] de largo y diámetro exterior de 89 [mm]. Las cuerdas verticales de los extremos se conectan en diferentes masas para aplicar fuerza normal, las tensiones horizontales son utilizadas para ejercer una fuerza horizontal.

- Elemento guía: para aplicar las fuerzas horizontales de manera correcta, es necesario utilizar un sistema que desvíe las tensiones. Si bien, se reconoce la existencia de poleas, no son necesarias para la aplicación por lo que se diseña una pieza similar sencilla, para posteriormente ser impresa en 3D con PLA. (ver Figura 3.3)

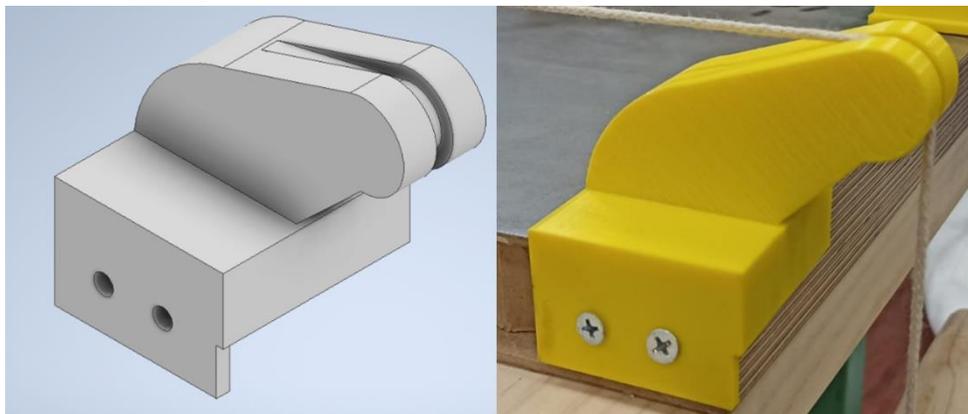


Figura 3.3: Pieza guía para las tensiones. (a) modelo (b) impresión (Fuente: elaboración propia).

- Plataforma: se dispone de una plataforma para ubicar las masas y de esta manera aplicar la fuerza horizontal. Se utilizan masas previamente calibradas del rango de 200, 100, 50, 20 y 10 [g].

3.2 Equipo utilizado para la obtención de datos

- Sensores: sensores resonantes piezoeléctricos Vallen VS-375M (Figura 3.4 (a)) presenta su pico de respuesta en 375 Hz, con rango admisible entre diferentes frecuencias 20-1000 [kHz], la respuesta frecuencia del instrumento es presentada junto al data sheet en la sección de Anexos C. Para mejorar el contacto entre superficies se utiliza agente acoplante de cobre, los sensores son fijados a la estructura mediante a bases magnéticas MAG4H del mismo fabricante.
- Preamplificadores: Vallen AEP3N (Figura 3.4 (b)), poseen un filtro pasa alto integrado de 95 kHz a 1000 kHz utilizado para amplificar la señal obtenida por los sensores en valores de ganancia ajustables de 34, 37, 40, 43, 46 y 49 dB (para el experimento se configuró en 37 dB), además posee un atenuador de señal. Para más información ver la sección de Anexos D.



Figura 3.4: Equipos de medición Vallen (a) sensor (b) preamplificador (c) caja de desacople (Fuente:[54]).

- Caja de desacople: conectado directamente al preamplificador, su función es eliminar el ruido no deseado proveniente de la conexión eléctrica. Ver Figura 3.4 (c).
- DAQ: las cajas de desacople van conectadas por los cables recomendados por Vallen al DAQ NI-9775, se utilizaron 2 de los 4 canales disponibles. Así finalmente se da recepción al computador con el software LabVIEW instalado.

El banco de ensayos construido previo a mediciones se presenta en la Figura 3.5, donde se identifican marcas métricas para utilizar de referencia en la obtención de velocidad mediante métodos videográficos. En la Figura 3.6 se observa una versión previa del banco con el equipo de medición montado.

3.3 Metodología experimental y obtención de datos

En la etapa de pruebas del banco, se reconoce la dificultad práctica de lograr un deslizamiento y una transición de la condición de fricción mediante únicamente la variación de la fuerza horizontal, por lo que únicamente fueron analizadas ambos fenómenos de manera independiente. Se realizaron 2 campañas de medición de datos con el fin de corroborar la replicabilidad de los resultados. En la primera de estas, la condición de deslizamiento del cilindro fue producida manualmente a velocidades prácticamente arbitrarias, mientras que en la segunda oportunidad se desarrolló una pieza capaz de soportar el giro del cilindro imponiendo así un deslizamiento.

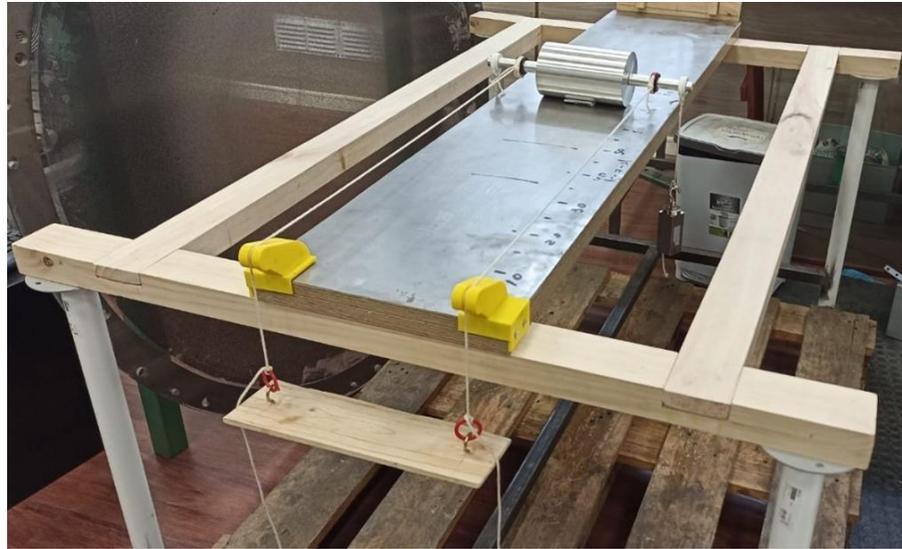


Figura 3.5: Banco de ensayo montado.

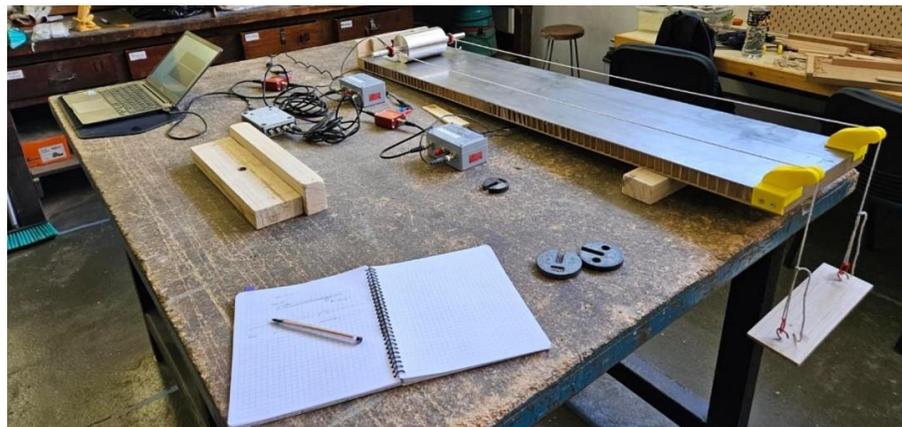


Figura 3.6: Banco de ensayo y módulo de obtención de datos.

De esta manera, se realizaron experimentos para fricción deslizante y rodante bajo diferentes condiciones de velocidad y carga en contacto seco a temperatura ambiente.

Dentro de esta sección se desarrolla el procedimiento de ambas campañas de medición especificando las condiciones de operación por cada experiencia y el modo de obtención para la condición de deslizamiento, luego se procede con el detalle metodológico del tratamiento de los datos, lo que concierne al desarrollo en Python, Excel y el software Tracker.

3.3.1 Primera campaña de medición

El desarrollo de un modelo dinámico basado en las leyes de Newton permite obtener valores tentativos para las cargas que se deben aplicar. Por lo anterior, y para la utilización futura en el modelo teórico que permita simular la EA, es de interés conocer el coeficiente de roce estático entre el cilindro de aluminio y la superficie de hierro. Un procedimiento usual para la obtención del coeficiente de roce consiste en inclinar el plano hasta el movimiento inminente del cuerpo como se presenta en la Figura 3.7. No es complejo demostrar a partir del esquema presentado en la Figura 3.7 y la primera ley de Newton, la relación del coeficiente de roce estático con el ángulo de inclinación para movimiento

inminente:

$$\mu_s = \operatorname{tg}(\theta) \quad (7)$$

En la práctica mediante aplicaciones móviles fue medido el ángulo de inclinación previo al movimiento de una placa de aluminio y por la ecuación (7) se calcula el coeficiente de roce estático entre la superficie de hierro y aluminio. Al realizar la inclinación del banco de ensayos en 10 ocasiones se obtiene un ángulo θ medio de 23° , se obtiene:

$$\mu_s = 0.42$$

A pesar del intento por lograr buenas estimaciones de las ecuaciones dinámicas, el modelo no se adecuó correctamente a la realidad, probablemente debido a la fuerza inicial requerida para vencer la inercia del cilindro en otros factores de error.

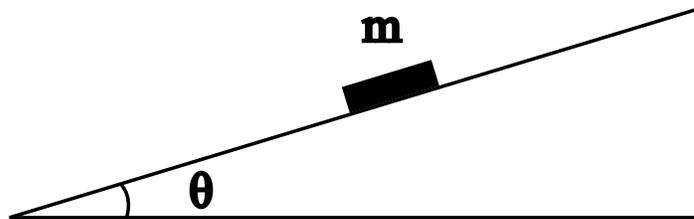


Figura 3.7: Diagrama típico de un sistema de plano inclinado (Fuente: elaboración propia).

En la primera campaña combinaciones de fuerzas verticales y horizontales de la siguiente manera:

- Fuerza vertical variable de 0, 10 y 20 [N].
- Para cada fuerza vertical se aplicaron 3 o 4 diferentes cargas horizontales para lograr diferentes aceleraciones de desplazamiento.
- Cada experiencia única fue repetida 3 veces.

Para mayor detalle en la Tabla 3.1 y Tabla 3.2 se presentan los ensayos preliminares consolidados para rodadura pura y deslizamiento de la primera campaña.

Tabla 3.1: Resumen campaña 1 para experimentos de rodadura pura obtenidos a partir del modelo teórico. Se realizan 3 repeticiones para cada par de fuerzas.

Experiencia	Repeticiones	Fuerza Horizontal [N]	Fuerza Vertical [N]
C1-Rodadura-1	3	1.0	0
C1-Rodadura-2	3	2.0	0
C1-Rodadura-3	3	3.0	0
C1-Rodadura-4	3	4.0	0
C1-Rodadura-5	3	1.3	10
C1-Rodadura-6	3	2.6	10
C1-Rodadura-7	3	4.0	10
C1-Rodadura-8	3	5.0	10
C1-Rodadura-9	3	1.6	20
C1-Rodadura-10	3	3.0	20

C1-Rodadura-11	3	5.0	20
C1-Rodadura-12	3	6.1	20
C1-Rodadura-13	3	10.8	20

Tabla 3.2: Resumen campaña 1 para experimentos de deslizamiento. Debido a la aplicación manual de la condición se presenta la velocidad lineal obtenida mediante métodos videográficos. Se realizan 3 repeticiones para cada condición.

Experiencia	Repeticiones	Velocidad promedio [m/s]	Fuerza vertical [N]
C1-Deslizamiento-1	3	0,264	0
C1-Deslizamiento-2	3	0,343	0
C1-Deslizamiento-3	3	0,543	0
C1-Deslizamiento-4	3	0,146	20
C1-Deslizamiento-5	3	0,258	20
C1-Deslizamiento-6	3	0,434	20

3.3.2 Segunda campaña de medición

A modo de comprobar la replicabilidad de resultados y mejorar la condición de deslizamiento de la primera campaña, se realiza otra serie de experiencias. A modo de mejorar el deslizamiento se diseña una pieza solidaria al cilindro capaz de bloquear la rodadura (ver Figura 3.8 y 3.9).



Figura 3.8: Pieza auxiliar bloqueo de rodadura impresa en PLA. Al ser solidaria al cilindro bloquea la rodadura al entrar en contacto por la superficie inferior del banco de ensayos.

A diferencia de la primera campaña, el movimiento se logra con aplicación de una fuerza horizontal que, el valor mínimo de la fuerza que se debe aplicar se obtiene a partir de las leyes de Newton:

$$F_{\text{mínima}} = \mu_s N \quad (8)$$

donde μ_s es el coeficiente de roce estático entre las superficies calculado anteriormente y N corresponde al peso del sistema cilindro masas colgantes.

En la Tabla 3.3 y 3.4 se presenta la configuración de fuerzas para los ensayos realizados en la campaña 2 para rodadura y deslizamiento.



Figura 3.9: Pieza auxiliar instalada en el banco de ensayos. Para lograr el movimiento se debe aplicar una fuerza mínima de magnitud μN , siendo N la suma del peso del cilindro y el colgado.

Tabla 3.3: Resumen campaña 2 para experimentos de rodadura pura. Se realizan 3 repeticiones para cada par de fuerzas.

Experiencia	Repeticiones	Fuerza Horizontal [N]	Fuerza Vertical [N]
C2-Rodadura-1	3	2.9	0
C2-Rodadura-2	3	5.9	0
C2-Rodadura-3	3	2.9	10
C2-Rodadura-4	3	5.9	10
C2-Rodadura-5	3	2.9	20
C2-Rodadura-6	3	5.9	20

Tabla 3.4: Resumen campaña 2 para experimentos de deslizamiento impuesto por pieza externa. Se realizan 3 repeticiones para cada par de fuerzas.

Experiencia	Repeticiones	Fuerza horizontal [N]	Fuerza vertical [N]
C2-Deslizamiento-1	3	19.6	0
C2-Deslizamiento-2	3	19.6	10

En ambas campañas, luego de instalar el banco y el equipo de medición se realizaron pruebas de Hsu-Nielsen para verificar el correcto funcionamiento de la instrumentación. En etapa de pruebas, el sensor ubicado previo a la carrera del cilindro (canal 1, ver Figura 3.1) no representa de buena manera el movimiento por lo que se descarta su uso. Se estima una zona de influencia alrededor del sensor de manera que la atenuación de la señal no sea importante y la velocidad pueda ser considerada con una media representativa. Para marcar dicha ventana se utiliza el canal 0 como trigger artificial, manualmente se genera un impacto cuando el cilindro pasa por los límites establecidos (240 [mm] entre marcas). Considerando esto, se realizaron las experiencias únicamente con el canal 0 activo, ubicado por debajo de la placa de hierro.

Para lograr determinar la velocidad a través del tiempo, los ensayos son grabados con cámara de celular con resolución de 1080p y una capacidad de capturar 30 fotogramas por segundo. Utilizando el software de acceso libre Tracker se logra determinar la velocidad entre cada frame, ingresando una

distancia a escala referencial del video, el programa permite determinar la posición, la velocidad y la aceleración. No se espera que el método presente buena exactitud por lo que solo se considera una cifra significativa del valor entregado.

3.4 Procesamiento general de datos

En términos generales, una vez obtenidos los datos se grafican las ondas y se determina su valor RMS dentro de la ventana a estudiar. Los valores RMS promedio de las experiencias múltiples son analizados en Excel con la teoría de Anova de un factor para determinar si estos son estadísticamente iguales o no.

Por otro lado, en trabajos futuros se compararán resultados experimentales con valores teóricos obtenidos a partir de la construcción de modelos teóricos, por esto se debe expresar la EA en términos de presión. Para realizar la transformación lo primero es extraer de la información entregada por el proveedor la respuesta en frecuencias del sensor. Como el instrumento presenta amplificación para cada frecuencia de excitación la ecuación (5) permite relacionar la amplificación con el factor de sensibilidad correspondiente a cada frecuencia, luego se realiza la división de cada amplitud del espectro-frecuencia de la señal por la sensibilidad del sensor correspondiente a cada frecuencia. Utilizando la transformada inversa de Fourier se puede recuperar la onda en el dominio tiempo.

Con el objetivo de lograr una comparación y caracterización entre los espectros frecuencia de las señales, se analizan los casos con velocidad y fuerza normal máximos para cada condición de fricción, ambas deben ser comparadas respecto a la FFT del ruido en estado estacionario del sistema. A continuación, se detalla la metodología tratada en Python, Excel, Tracker.

3.5 Desarrollo en Python

El código permite ingresar los datos a partir de archivos formato tdms entregados por el Software LabView. A las señales se les aplica filtro pasa alto para frecuencias mayores a 95 kHz a modo de atenuar ruido eléctrico indeseado. El programa es capaz de identificar los trigger dentro del canal 1 para usarlos como referencia en el canal de interés (canal 0), como se observa en la Figura 3.10. Debido a que los modelos teóricos trabajan en unidades de presión y los sensores que entregan valores en voltaje es necesario hacer el cambio de unidades. A continuación, se explica la metodología utilizada para transformar la señal de entrada desde unidades de voltaje a presión.

La respuesta del sensor resonante no es lineal y su respuesta entre diferentes frecuencias de excitación difiere, es por esto que el fabricante Vallen entrega la curva de sensibilidad del instrumento (ver Anexos C). De la amplificación del sensor para diferentes frecuencias de excitación la literatura relaciona la amplificación medida en [dB] con un factor de sensibilidad medido en [V] que es necesario para realizar el cociente de dicho factor sobre cada frecuencia correspondiente, para ello se debe realizar la conversión de unidades en el espectro frecuencia de la señal donde es posible dividir uno es a uno. Para lograr el espectro en valores de presión [μbar], se debe ingresar la curva de sensibilidad numéricamente a Python, para ello que se grafican puntos que permitan definir una función tal que interpole mediante splines cúbicas la respuesta frecuencia del sensor, dicha función entrega como salida el valor de la amplificación para una frecuencia de entrada. La curva respuesta obtenida es presentada en la Figura 3.11.

Ahora a partir de la amplificación se determina la sensibilidad que será dividida por la amplitud en el espectro frecuencia, para ello se define una función que entrega como salida S despejado a partir de la ecuación (6):

$$S = 10^{dB/20} \quad (7)$$

El valor S debe dividir la frecuencia de entrada correspondiente en el espectro frecuencia obtenido de los sensores en unidades de [V]. Luego para lograr determinar la respuesta del sensor en términos de presión, se calcula la transformada de Fourier de la señal (Figura 3.12) donde finalmente se realiza el cociente de las amplitudes por la sensibilidad correspondiente para cada frecuencia. Análogamente se puede utilizar la función definida de la ecuación (7) para recuperar la amplificación del preamplificador (37 dB), realizando una división a toda la gama de frecuencias a la sensibilidad. Teniendo la respuesta frecuencia en términos de presión, para regresar al dominio tiempo se aplica la transformada inversa de Fourier en donde se identifica un error numérico importante tanto al comienzo como el final de la señal (ver Figura 3.13), este debe ser eliminado manualmente para análisis posteriores. En Anexos E se presenta un esquema general a modo de resumen del procedimiento para la transformación de unidades de las emisiones acústicas.

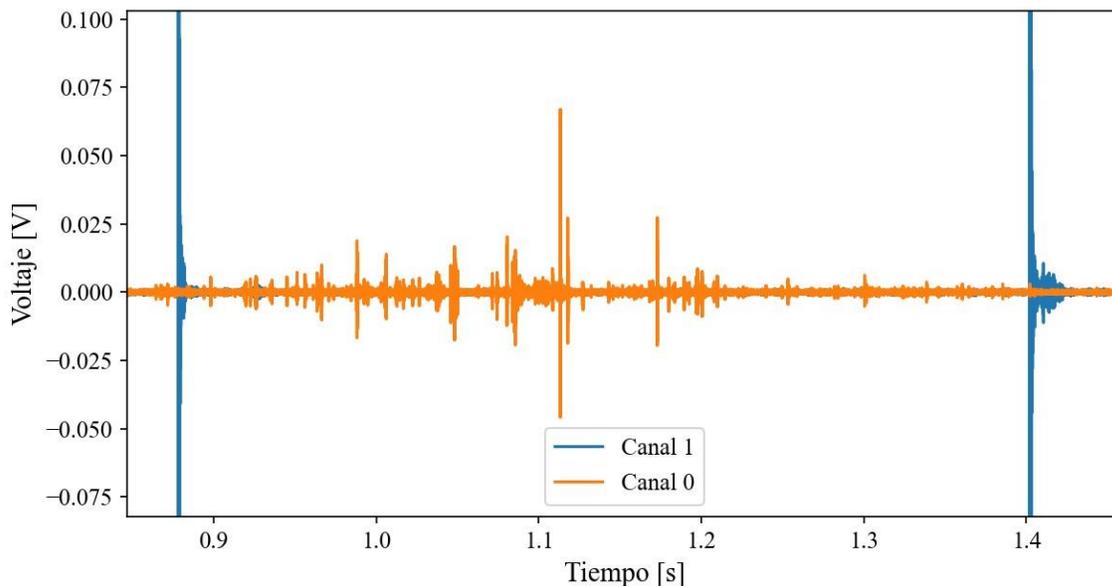


Figura 3.10: Triggers referenciales utilizados en las experiencias, el canal 0 corresponde a las mediciones de interés, mientras que el canal 1 fue manualmente alterado para marcar el recorrido a analizar (Fuente: elaboración propia).

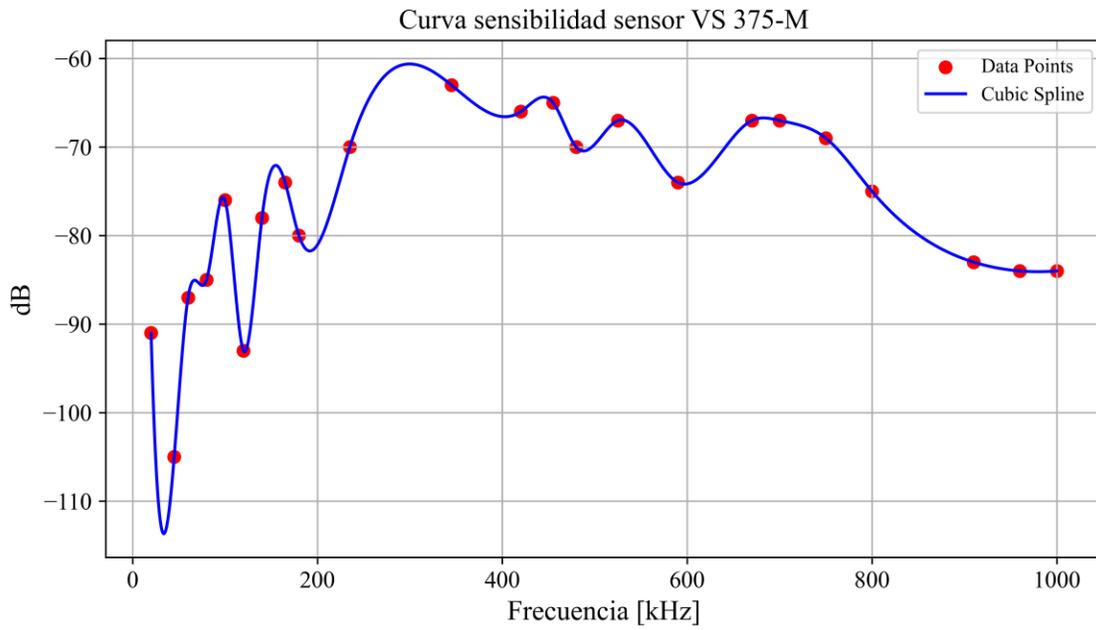


Figura 3.11: Curva sensibilidad sensor VS 375-M (Fuente: elaboración propia).

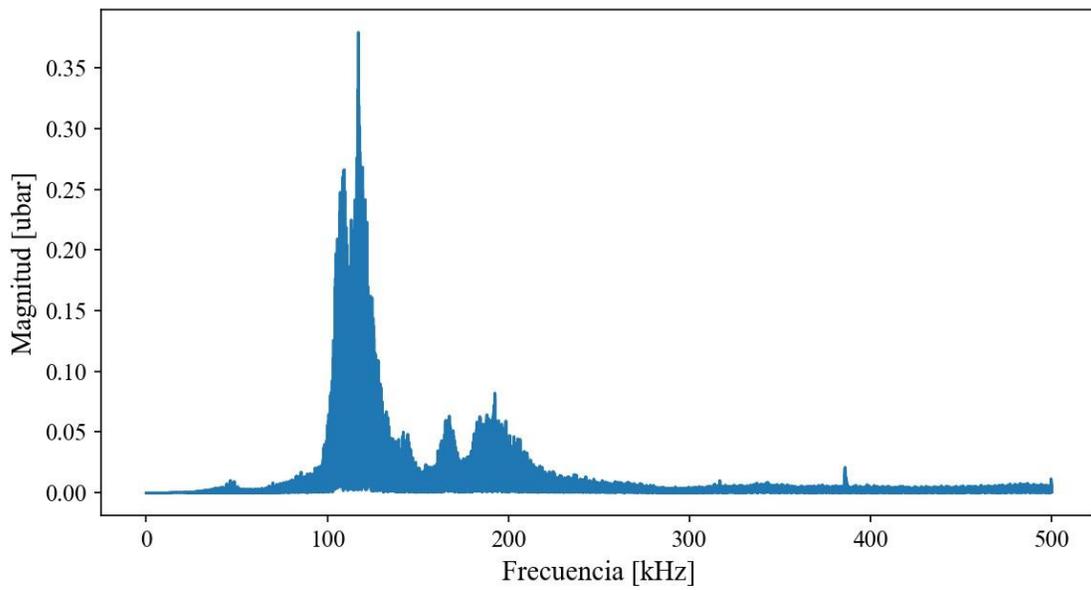


Figura 3.12: FFT para C2-Rodadura-6. (Fuente: elaboración propia)

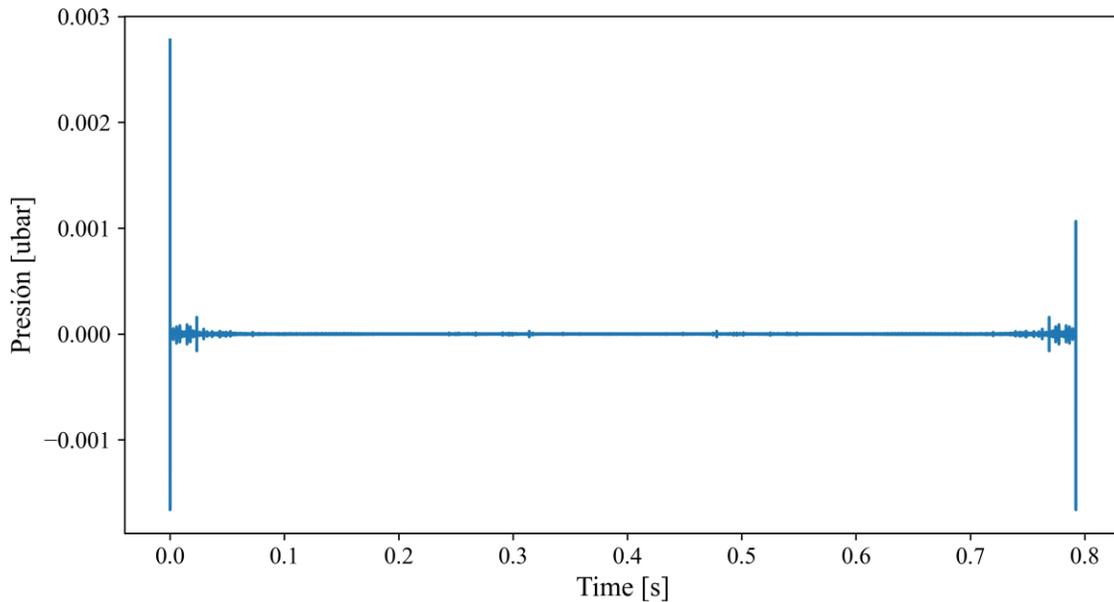


Figura 3.13: Error numérico luego de la Transformada inversa de Fourier para C1-Rodadura-7 (Fuente: elaboración propia).

3.6 Desarrollo en Excel

Importados los valores RMS se realiza un análisis de varianza de un factor (Anova) para determinar si las medias son estadísticamente diferentes. Los grupos a estudiar se integran de experiencias con una fuerza vertical constante a velocidad variable y rangos de velocidad constante a cargas variables.

3.7 Desarrollo en Tracker

Tracker es una herramienta de licencia liberada capaz seguir patrones de píxeles en videos. Utilizando una distancia de referencia introducida por el usuario, el software determina características cinemáticas de interés como la velocidad y la aceleración instantánea.

Su uso cuenta de 3 pasos básicos:

- **Importe del video:** se recorta el video original fuera del software de manera de solo tener los fotogramas de interés dentro del archivo, luego el fragmento es importado dentro de la aplicación.
- **Selección marco de referencia:** se establece un marco de referencia paralelo al movimiento horizontal del cilindro, en conjunto se debe establecer el largo de alguna distancia conocida dentro del video. En la experiencia se midió y marcó la distancia total de la carrera, 0.5 [m].
- **Selección de cuerpo:** la aplicación permite seleccionar un conjunto de píxeles a los cuales seguirá durante los fotogramas. A medida que la velocidad de las partículas se evidencia una “difuminación” de estas dentro del video por lo que se permite variar parámetros como la evolución /difusión del cuerpo, intentando buscar una mayor o menor con menor exactitud la coincidencia de patrones

Si bien, el proceso de seguimiento del patrón puede ser automático para ciertos fotogramas no logra establecer una coincidencia, por lo que el programa sugiere introducir manualmente el centro del

cuerpo en el instante requerido.

De esta manera se obtiene la posición del centro a lo largo de la referencia logrando así determinar la velocidad y la aceleración. Los valores deben ser importados manualmente a Excel para determinar el valor medio de la velocidad dentro del experimento. En la Figura 3.14 se presenta el interfaz del software.

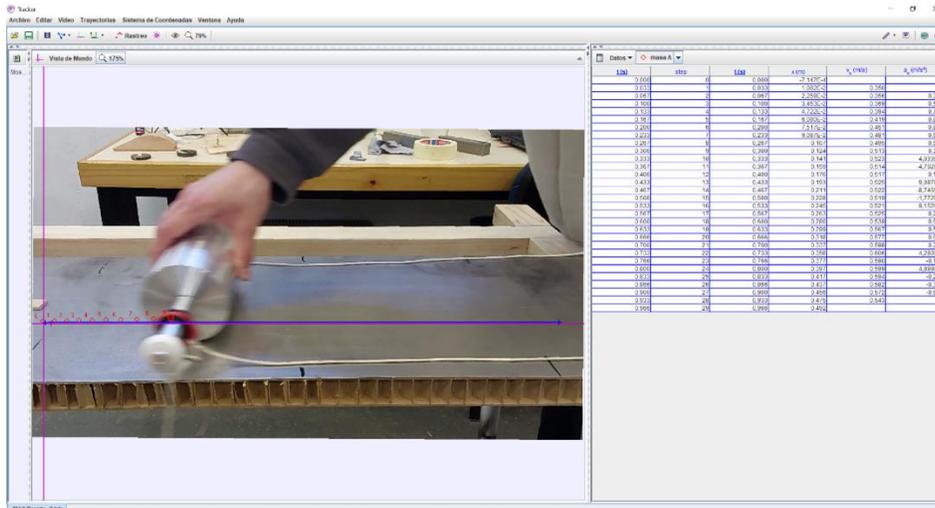


Figura 3.14: Interfaz de Tracker. A la izquierda el programa analiza los fotogramas, la línea azul corresponde a la distancia de referencia, la línea morada es el marco de referencia y las marcas rojas la posición del patrón en cada fotograma. A la derecha se visualizan los resultados entregados.

3.8 Parámetros implementados en el modelo de Fan

A modo de comparación se ajusta el modelo teórico planteado por Fan [30] a los datos empíricos. Para ello se requieren parámetros materiales obtenidos los cuales fueron obtenidos desde la literatura, presentados en la Tabla 3.5. El código implementado se presenta en Anexos G.

Tabla 3.5: Parámetros necesarios para utilizar el modelo de Fan, considerar también que se deben introducir las condiciones de operación, la carga normal en [N] y la velocidad de deslizamiento en [m/s]. Los valores referenciales utilizados fueron extraídos de [58], mientras que K fue ajustado para los valores experimentales por lo que considera el efecto de los preamplificadores. El área aparente fue calculada con la teoría de Hertz para un cilindro sobre una superficie rígida, ecuación (10). Para más detalle revisar [30, 58].

Parámetro	Definición	Valor
K	Constante de conversión deformación elástica a sensores	$6,6e - 11$
d	Separación promedio entre superficies de contacto	$2 \mu\text{m}$
R'	Radio de aspereza	$7,5e - 12 \text{ [m]}$
A_p	Área aparente	$5,9e - 6 \text{ [m}^2\text{]}$
D_{sum}	Asperezas por unidad de área	$2e9 \text{ [1/m}^2\text{]}$
S_{q1}	Rugosidad aluminio	$2 \mu\text{m}$
S_{q2}	Rugosidad fierro	$45 \mu\text{m}$
$f(z)$	Función distribución de asperezas	Gaussiana

CAPÍTULO 4: Resultados

A continuación, primero se tabulan los valores RMS medios, las velocidades y el análisis de varianza realizados para fricción deslizante y rodante según corresponda, considerar que estos incluyen la ganancia de 37 dB generada por los preamplificadores ya que para el alcance de este trabajo no es importante, aun así, en la sección anterior fue presentada una metodología para recuperar la dimensión de la señal original. Luego, en las secciones siguientes se presentan gráficamente la interconexión entre las condiciones de operación, comenzando por los valores RMS bajo condiciones de carga constante en condiciones de rodadura y deslizamiento de ambas campañas. Para poder presentar gráficamente la influencia de la carga en la velocidad, se agrupan datos de ambas campañas en intervalos de 0 a 0.4 [m/s], 0.4 a 0.6 [m/s] y 0.6 a 1 [m/s], esto fue necesario por la poca cantidad de casos con igual velocidad.

Tabla 4.1: Resultados para experiencias de rodadura pura de la campaña 1. Algunas fuerzas horizontales no fueron capaces de vencer la inercia del sistema dichas experiencias tienen valores RMS vacíos.

Experiencia	Fuerza Horizontal [N]	Fuerza Vertical [N]	Valor RMS promedio [V]	Velocidad media [m/s]
C1-Rodadura-1	1,0	0	0,001318	0,33
C1-Rodadura-2	2,0	0	0,001359	0,47
C1-Rodadura-3	3,0	0	0,001644	0,58
C1-Rodadura-4	4,0	0	0,001095	0,68
C1-Rodadura-5	1,3	10	-	-
C1-Rodadura-6	2,6	10	0,0009899	0,24
C1-Rodadura-7	4,0	10	0,001700	0,46
C1-Rodadura-8	5,0	10	0,001269	0,53
C1-Rodadura-9	1,6	20	-	-
C1-Rodadura-10	3,0	20	-	-
C1-Rodadura-11	5,0	20	0,001608	0,27
C1-Rodadura-12	6,1	20	0,001401	0,39
C1-Rodadura-13	10,8	20	0,001484	0,77

Tabla 4.2: Resultados para experiencias de deslizamiento manual de la campaña 1. Como la fuerza fue aplicada manualmente no es posible estimar su magnitud, en cambio se presenta la velocidad promedio de la carrera.

Experiencia	Fuerza vertical [N]	Velocidad promedio [m/s]	Valor RMS promedio [V]
C1-Deslizamiento-1	0	0,24	0,002698
C1-Deslizamiento-2	0	0,34	0,002633
C1-Deslizamiento-3	0	0,54	0,006247
C1-Deslizamiento-4	20,3	0,15	0,001473
C1-Deslizamiento-5	20,3	0,26	0,003247
C1-Deslizamiento-6	20,3	0,43	0,004967

Tabla 4.3: Resultados para experiencias de rodadura pura de la campaña 2.

Experiencia	Fuerza Horizontal [N]	Fuerza Vertical [N]	Valor RMS promedio [V]	Velocidad media [m/s]
C2-Rodadura-1	2,9	0	0,0007898	0,62
C2-Rodadura-2	5,9	0	0,001478	0,81
C2-Rodadura-3	2,9	10	0,0009369	0,43
C2-Rodadura-4	5,9	10	0,0007192	0,65
C2-Rodadura-5	2,9	20	0,0006166	0,39
C2-Rodadura-6	5,9	20	0,0005920	0,60

Tabla 4.4: Resultados para experiencias de deslizamiento de la campaña 2.

Experiencia	Fuerza horizontal [N]	Fuerza vertical [N]	Valor RMS promedio [V]	Velocidad media [m/s]
C2-Deslizamiento-1	19,6	0	0,02627	0,82
C2-Deslizamiento-2	19,6	10	0,01363	0,50

Tabla 4.5: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de rodadura con fuerza vertical constante para fuerza horizontal/velocidad variable.

Fuerza vertical [N]	F	Probabilidad	Valor crítico para F
0	0,4615	0,76	3,478
10	6,278	0,017	4,066
20	0,1037	0,9030	5,143

Tabla 4.6: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de deslizamiento con fuerza vertical constante para fuerza velocidad angular variable.

Fuerza vertical [N]	F	Probabilidad	Valor crítico para F
0	33,96	0,000067	4,066
20	14,47	0,005057	5,143

Tabla 4.7: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de rodadura velocidad constante para diferentes fuerzas normales.

Velocidad [m/s]	F	Probabilidad	Valor crítico para F
0,3	0,80	0,49	5,413
0,4	3,486	0,099	5,143
0,6	5,212	0,049	5,143

Tabla 4.8: Análisis Anova campaña 1 y 2 de experiencias de deslizamiento velocidad constante para diferentes fuerzas normales.

Velocidad [m/s]	F	Probabilidad	Valor crítico para F
0,2	3,559	0,13	7,708
0,5	17,56	0,0031	5,143

4.1 Influencia de la velocidad y carga en la rodadura

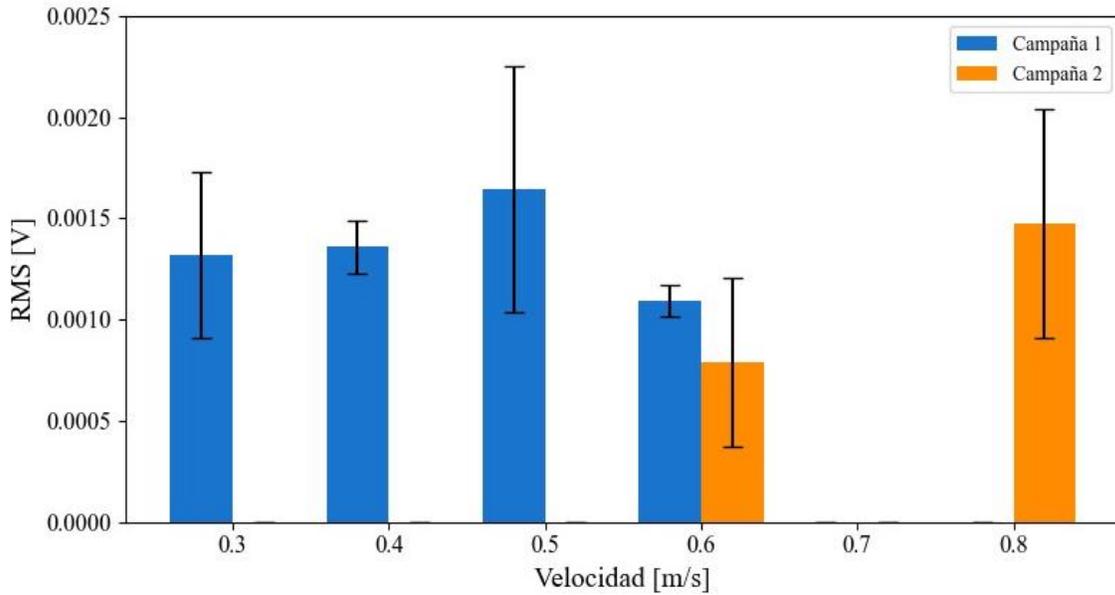


Figura 4.1: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de 0 [N] ejercida bajo condición de rodamiento. Cada color identifica una campaña diferente.

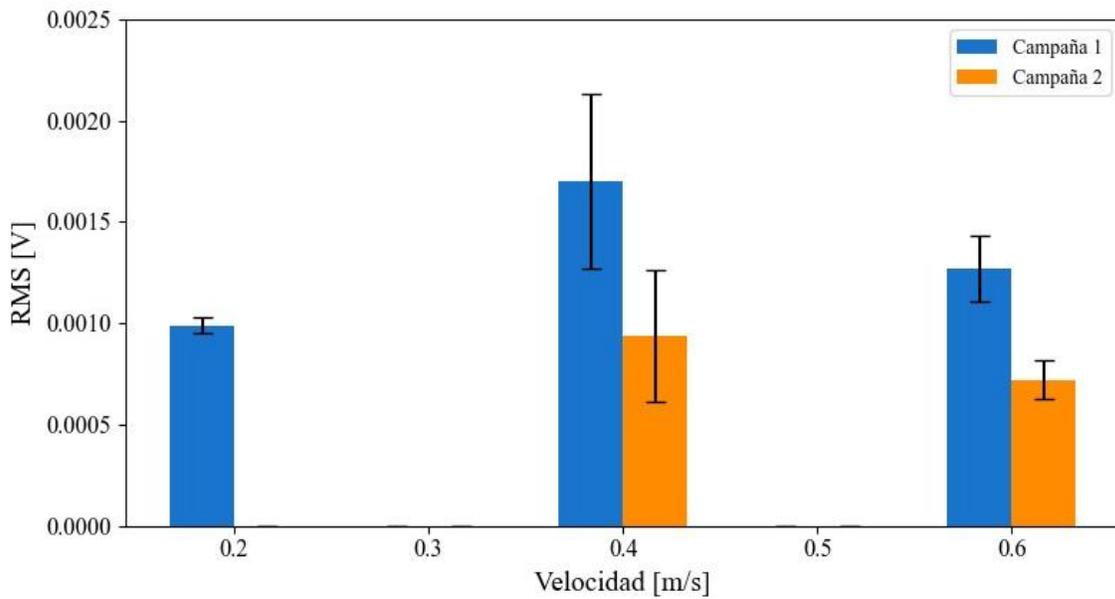


Figura 4.2: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de 10 [N] ejercida bajo condición de rodamiento. Cada color identifica una campaña diferente.

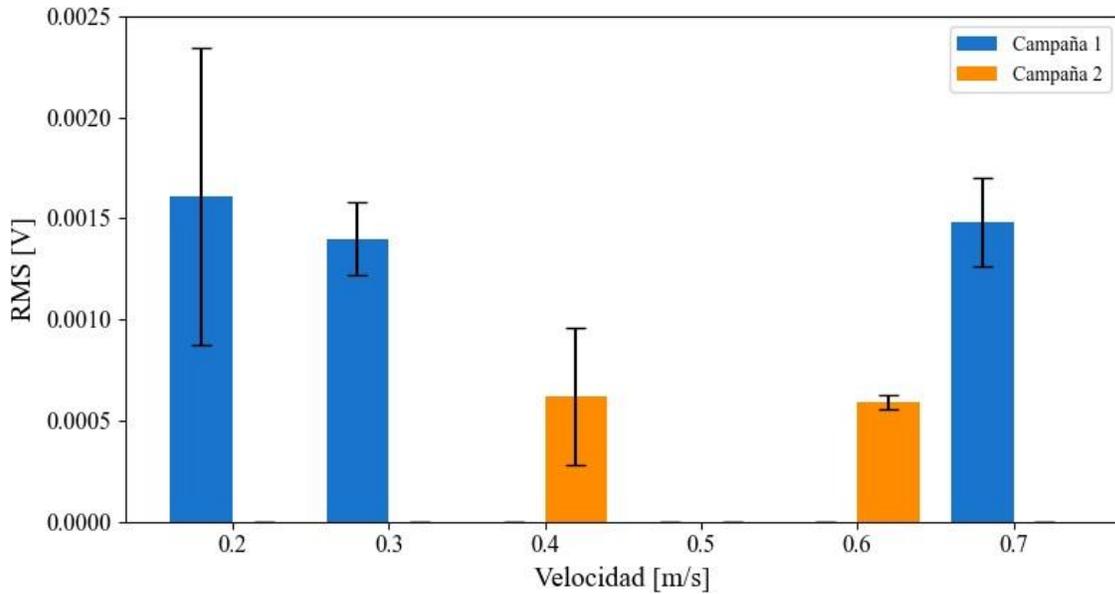


Figura 4.3: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de 20 [N] ejercida bajo condición de rodamiento. Cada color identifica una campaña diferente.

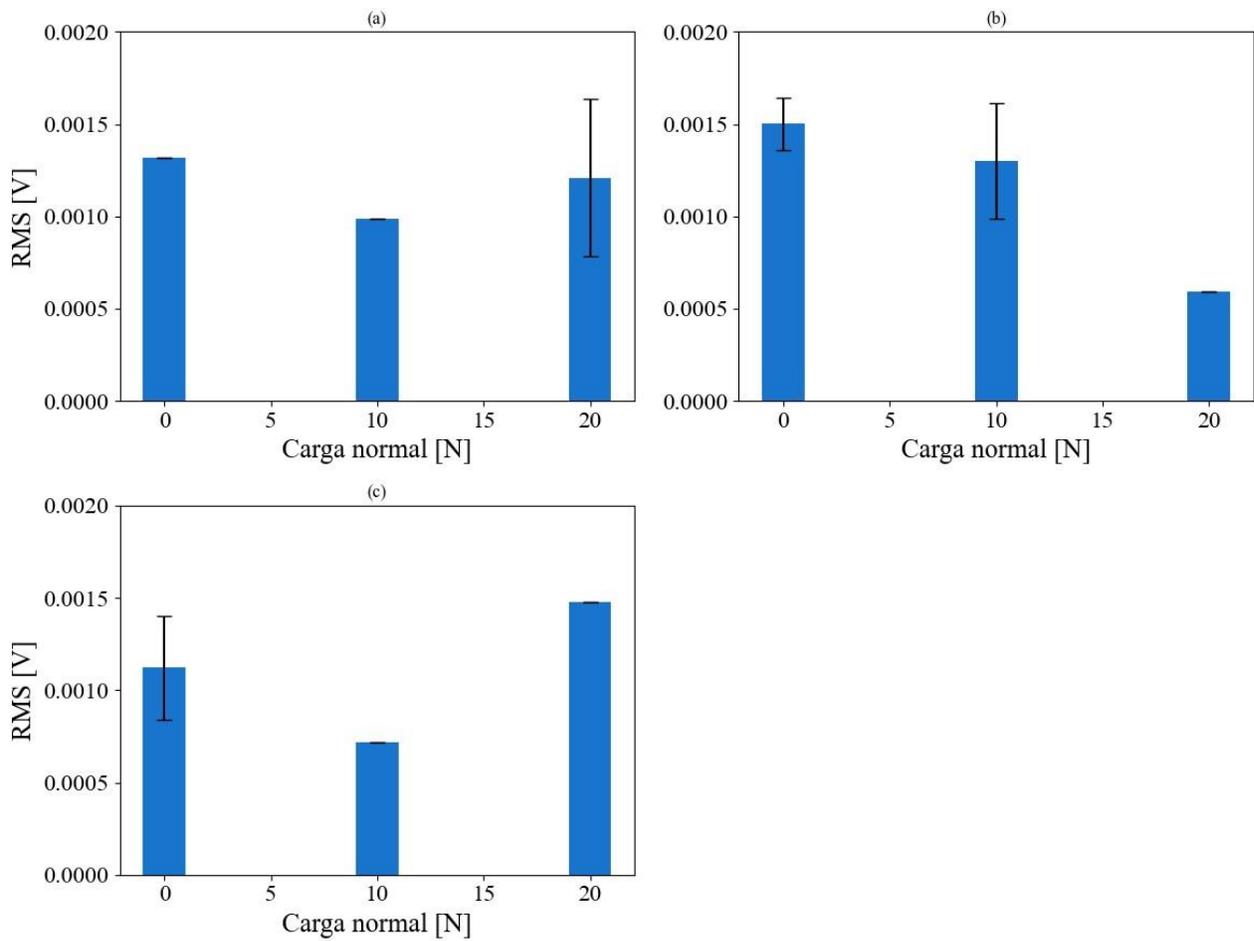


Figura 4.4: Valores RMS promedio para intervalos de velocidad en condición de rodadura según diferentes cargas normales (a) 0 – 0.4 [m/s], (b) 0.4 – 0.6 [m/s] y (c) 0.6 - 1 [m/s]. Se consideran ambas campañas como un mismo set de datos.

Para una misma carga no se observa una relación del valor RMS con la velocidad del centro de gravedad del cilindro. En rangos de velocidad similares, el aumentar la carga vertical tampoco tiene un efecto evidente sobre la variable objetivo. Se determina el coeficiente de correlación R entregando valores alrededor de -0.10 en casos de rodadura con carga constante, de igual manera para rangos de velocidad similares se obtienen valores negativos alrededor de -0.40

4.2 Influencia de la velocidad y carga en el deslizamiento

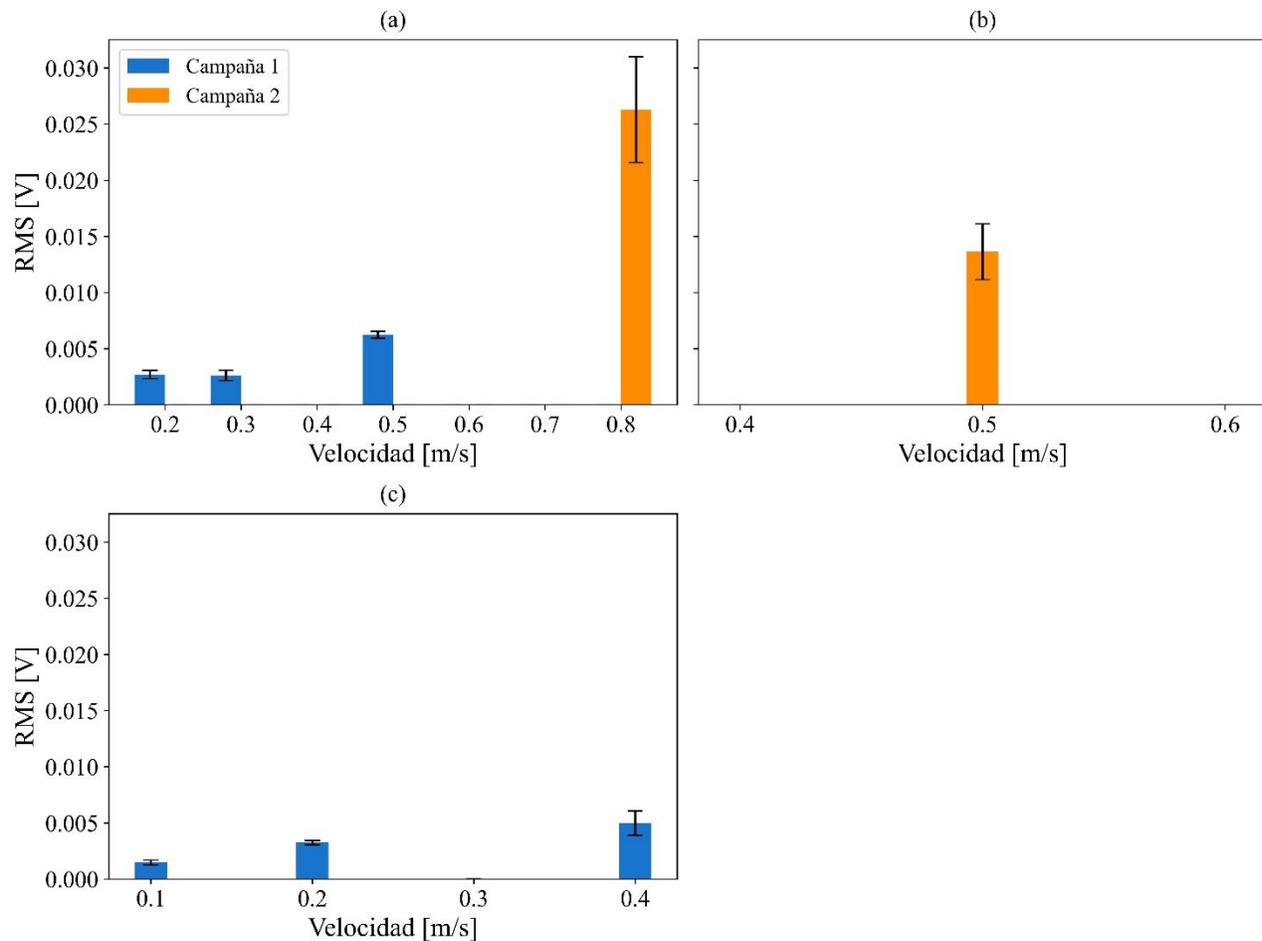


Figura 4.5: Valores RMS promedio para fuerza normal aplicada de (a) 0 [N], (b) 10 [N] y (c) 20 [N] bajo condición de deslizamiento. Cada color identifica una campaña diferente.

En la Figura 4.5 (a) se encuentra una correlación positiva con R de Pearson de 0.93, mientras que en (c) se tiene un R de 0.99, en (b) debido a la falta de experiencias con carga 10 [N] no se puede determinar el factor.

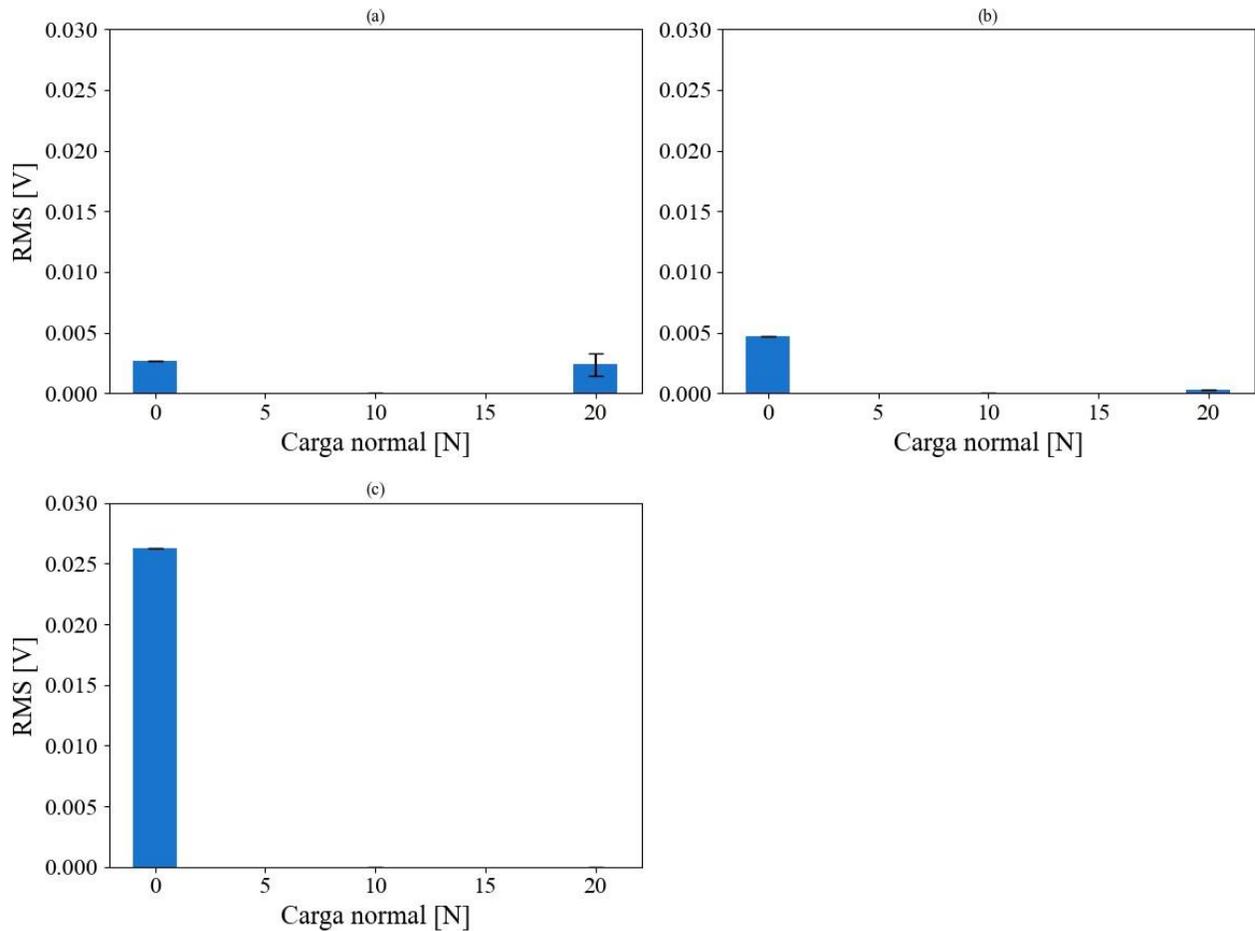


Figura 4.6: Valores RMS promedio para intervalos de velocidad en condición de deslizamiento según diferentes cargas normales (a) 0 – 0.4 [m/s], (b) 0.4 – 0.6 [m/s] y (c) 0.6 - 1 [m/s]. Se consideran ambas campañas como un mismo set de datos.

Para una misma fuerza vertical aplicada se observa una correlación positiva de la velocidad sobre el valor RMS. En la campaña 1 se evidencia que al aumentar la carga para una velocidad similar la variación en la magnitud del valor RMS no es importante. Los experimentos realizados en la campaña 2 presentan una mayor magnitud en comparación a las primeras mediciones. No se realizaron experiencias suficientes para considerar la influencia de la carga a una velocidad arbitrariamente constante (ver Figura 4.6).

4.3 Comparación resultados empíricos con modelo de Fan para deslizamiento

El análisis realizado basado en el modelo teórico de Fan se presenta en la Figura 4.7. Se observa que la teoría ajusta correctamente las tendencias experimentales con un coeficiente de determinación de 0.27.

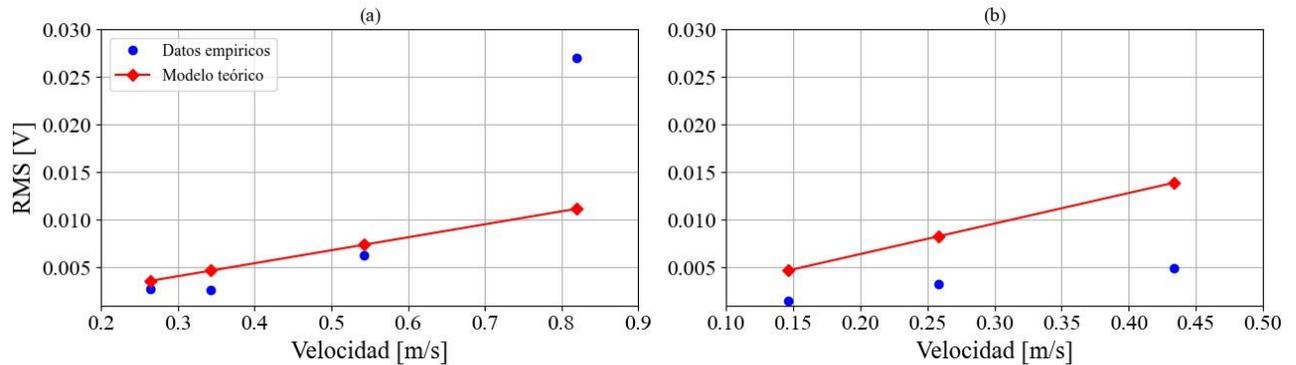


Figura 4.7: Ajuste del modelo teórico de Fan con datos empíricos para RMS [V] en condición deslizante para carga constante, (a) 0 [N] (b) 20 [N]. (Coeficiente de determinación del modelo $R^2 = 0.27$).

4.4 Análisis espectros de frecuencia característicos

A continuación, se presentan las transformadas de Fourier determinadas para condiciones de operación críticas de cada modo de contacto. A modo de referencia, en la Figura 4.8 se presenta la FFT del ruido ambiente.

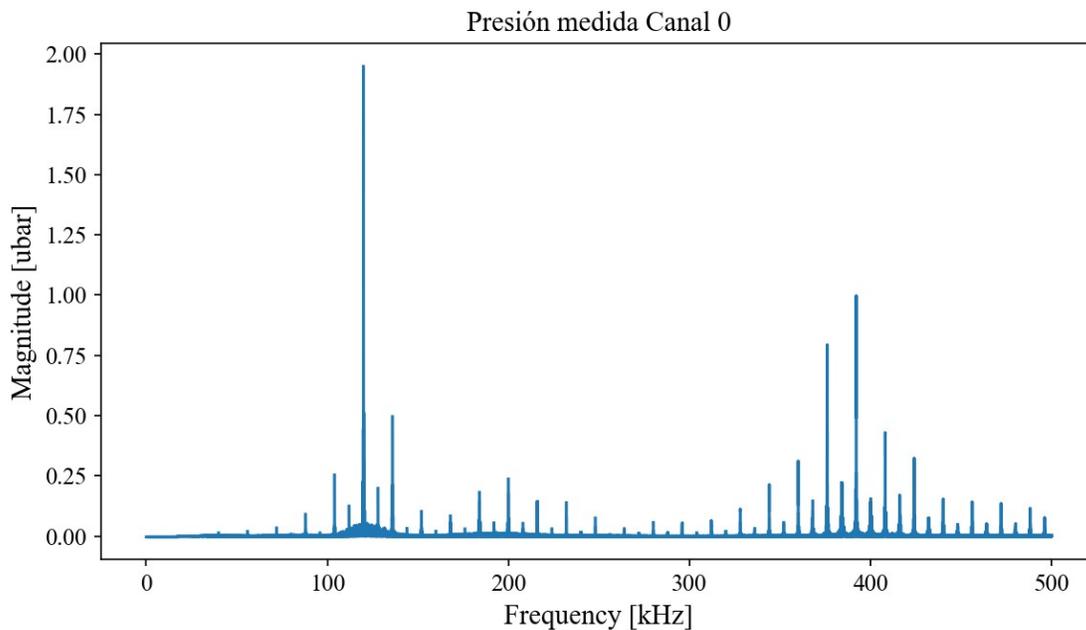


Figura 4.8: FFT para estado estacionario.

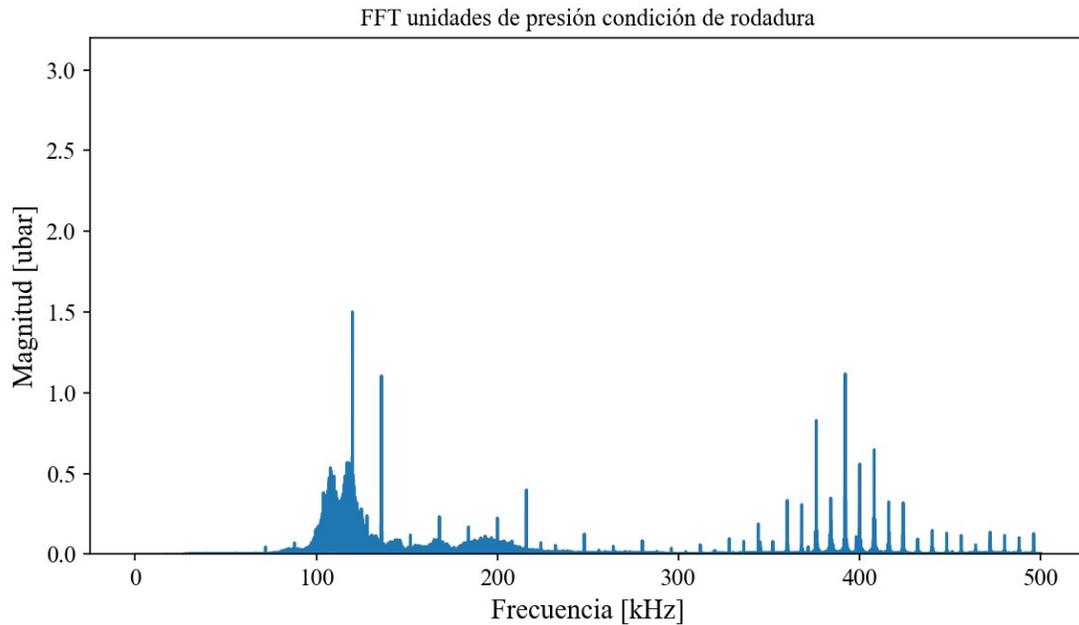


Figura 4.9: FFT para rodadura aplicando 20 [N] de fuerza normal a velocidad lineal de 0,7 [m/s]. Se considera para análisis el caso de mayor velocidad y carga.

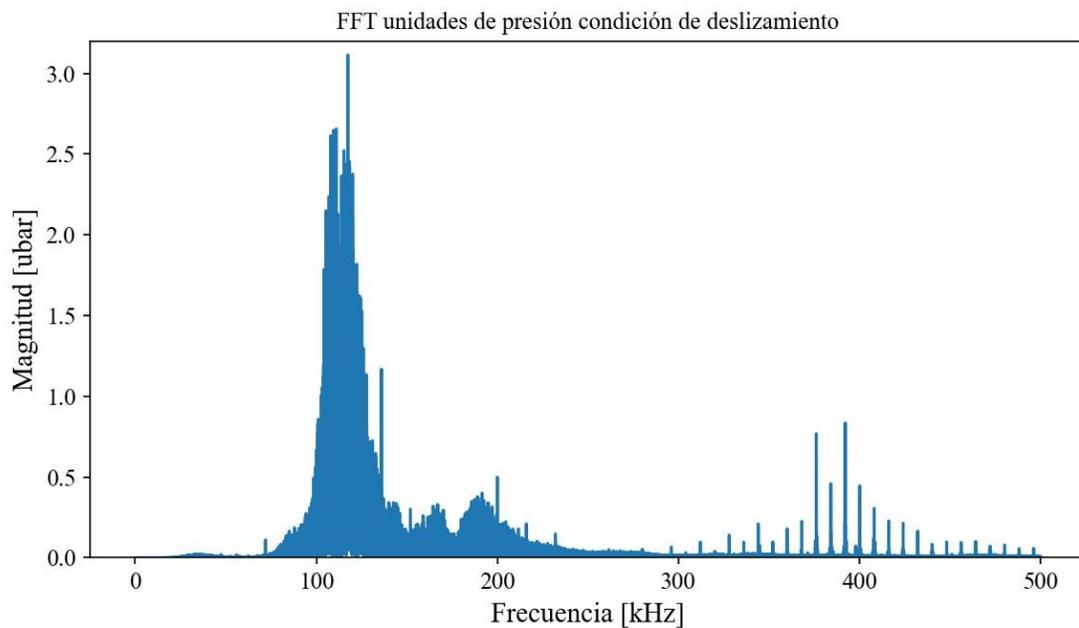


Figura 4.10: FFT para deslizamiento aplicando 20 [N] de fuerza normal a velocidad lineal de 0,4 [m/s]. Se considera para análisis el caso con mayores condiciones de operación.

En ambas señales (Figura 4.9 y 4.10) predominan excitaciones dentro del rango de 100 y 200 [kHz]. La magnitud de estas llega a ser 5 veces mayor en el deslizamiento. La aplicación del filtro pasa alto es notable al observar las frecuencias bajo 95 kHz.

CAPÍTULO 5: Discusión de resultados

En la campaña 1 las experiencias de rodadura 5, 9 y 10 no lograron movimiento debido a que la fuerza aplicada no fue capaz de vencer la inercia del sistema. En general el error del modelo para la rodadura permaneció en el rango de 30% a 90% para diferentes configuraciones de operación, mientras que para el deslizamiento el error de la fuerza necesaria para lograr el movimiento no superó el 10%. Es posible mejorar la exactitud de la simulación al incluir efectos despreciados como: la resistencia a la rodadura, la resistencia del aire, la fuerza de fricción de la cuerda en el desvío de las tensiones y piezas móviles.

5.1 Análisis valores RMS rodadura

La Figura 4.1, 4.2 y 4.3 presentan los valores RMS determinados para la condición de rodadura bajo diferentes cargas normales constantes, en donde no se aprecia una clara influencia de esta variable sobre la energía de la señal. También es de interés comparar diferentes condiciones de carga para una velocidad similar, como los presentados en la Figura 4.4. Según la literatura es de esperar una serie de sucesos:

- El aumentar la fuerza normal, las asperezas presentan una mayor contracción por lo que al liberarse dicho estado de esfuerzos la liberación de energía sea mayor [55].
- Bajo condición de lubricación seca, el área real de contacto tiene una correlación directa con la carga y la velocidad [56].
- Una mayor velocidad provoca una mayor tasa de liberación de energía [30].

Sin embargo, la influencia de la carga no es evidente, existe la posibilidad que la fuerza aplicada o la variación entre ellas no sea suficiente para generar una diferencia perceptible. Sería interesante cargar el cilindro con pesos que provoquen una alteración considerable en el material aumentando el número de asperezas deformadas plástica y elásticamente. Respecto al efecto de la velocidad de traslación en el fenómeno de rodadura tampoco logra apreciar una relación con el valor RMS de la señal, esto es esperable por la velocidad nula del centro instantáneo de velocidad por lo que su efecto solo se ve reflejado en la tasa de liberación de energía. Como la energía es liberada en un menor tiempo sería esperable tener un mayor valor RMS de la señal, sin embargo, como las EA son referenciadas según la distancia recorrida no se presenta diferencia alguna.

Apoyando el análisis anterior, los resultados de Anova (Tabla 4.5 y 4.7) entregan valores de F menores al crítico por lo que no se cumple condición suficiente para asegurar que el RMS es estadísticamente diferente entre los grupos experimentales formados al fijar las condiciones de operación.

5.2 Análisis valores RMS deslizamiento

Por otro lado, para la condición de deslizamiento dentro de una misma carga normal (ver Figura 4.5), se identifica en general una relación positiva de la velocidad de deslizamiento con el valor RMS, lo que es explicado debido a la mayor tasa de contactos de asperezas provocada por el aumento del área de contacto real [56] y un menor tiempo entre colisiones. La Figura 4.5 (a) y (c) sugieren tener una correlación lineal demostrado también por el valor de R y apoyado por Anova (Tabla 4.6), pues, cuando la velocidad aumenta el doble el valor RMS también crece aproximadamente en la misma

proporción. Esto sucede similar a como lo presenta Fan en sus modelos teóricos con una tendencia levemente cuadrática [30]. A pesar de que, el autor presenta en sus resultados una influencia casi lineal de la carga a una velocidad constante, explicado por el aumento del área real en contacto debido al mayor número de asperezas y mayor deformación de estas, no se evidencia en los resultados empíricos, de hecho, la Figura 4.6 no es convincente por la insuficiencia de información.

A modo de introspección, se reconoce una diferencia importante con los trabajos de Fan donde la magnitud de las cargas utilizadas fue considerablemente mayor, mientras que en este trabajo se utilizaron apenas 20 [N] como máximo el investigador trabaja en valores rondando los 500 [N]. Por eso una propuesta interesante para la metodología es implementar un mayor número de condiciones operativas (tanto de velocidad y carga), para reafirmar y verificar si la influencia de la fuerza normal es importante para cargas relativamente bajas o solo lo es para cargas altas como presentó Fan.

Se identifica un error importante asociado a la medición de velocidad. A pesar de que la pieza diseñada para la condición de deslizamiento en la campaña 2 funcionó correctamente, no se logró una variabilidad significativa de condiciones de operación debido a las altas velocidades que el sistema llega a alcanzar, presentando un riesgo para el equipo de medición y la calidad de los datos. Los datos al ser delimitados en base a una reacción humana generan otra posible fuente de error, se puede implementar tecnología láser de proximidad para medir de mejor manera la cinemática completa del cilindro.

5.3 Modelo teórico de Fan

En general el modelo presentado logra las tendencias lineales empíricas esperadas, sin embargo, presenta un deficiente coeficiente de determinación R-cuadrado, de apenas un 0.28, esto sugiere que la variación de RMS solo en el 28% de los casos se puede explicar por la velocidad y carga. Las características topográficas de los materiales en contacto fueron extraídas a partir de la literatura, para mejorar la calidad del modelo es importante considerar en obtener experimentalmente valores de rugosidad superficial mediante técnicas ópticas o rugosímetros. Por otro lado, existen consideraciones propias del modelo posibles fuentes de error, por ejemplo:

- Las ecuaciones son obtenidas a partir de la simplificación que únicamente un cuerpo se deforma elásticamente sobre una superficie plana rígida considerando únicamente el efecto de este en la determinación de una rugosidad representativa definida para el sistema.
- Se ignora el comportamiento plástico del material, se sabe que, debido a las altas concentraciones locales de esfuerzo, aun a bajas presiones las asperezas se deforman plásticamente [58].
- El modelo utiliza una función densidad Gaussiana. Hu, et al. [59, 60] demostraron mejores resultados del modelo al considerar una distribución Bi-Gaussiana de las asperezas. Los autores demostraron la aplicación de este tipo de PDF en procesos de bruñido y desgaste, donde la superficie presenta una distribución gaussiana de asperezas y además superpone un truncamiento gaussiano de menor escala a una cierta altura.

5.4 Comparación entre rodadura y deslizamiento

La rodadura presenta valores RMS en general menores que el deslizamiento, además no tiene una correlación clara dada por la velocidad y carga normal como el deslizamiento, quien presenta un comportamiento prácticamente lineal verificando la literatura existente.

Las Figuras 5.2 y 5.3 presentan la señal amplificada para las diferentes condiciones de fricción, en la rodadura se observa una señal continua base en la que aparecen transientes totalmente identificables ocasionados probablemente por la ruptura transitoria de algunas pocas asperezas. Por otro lado, la señal de deslizamiento es aparentemente una señal continua conformada por múltiples ráfagas, esto sucede por el mayor número de asperezas constantemente excitadas y fracturadas.

5.5 Análisis de FFT's

Según las Figuras 4.6 y 4.7 ambas condiciones de fricción tienen mayor presencia de frecuencias excitadas en el rango entre 100-200 kHz, con amplitudes pico en los 110 kHz, según [19] el mecanismo responsable de desgaste asociado a este rango frecuencial es la abrasión, fenómeno dado generalmente cuando superficies blandas entran en contacto con una más dura, como lo son el aluminio y el acero [32]. Otro factor relevante es la condición superficial del acero, el cual presenta óxido.

La rodadura presenta una velocidad relativa entre superficies despreciable, por lo que el tamaño de grano desgastado es menor [19]. En la literatura se relaciona el tamaño de grano con la amplitud de la señal, identificable en valores menores alcanzados en la FFT esto tiene directa relación también los menores valor RMS asociados.

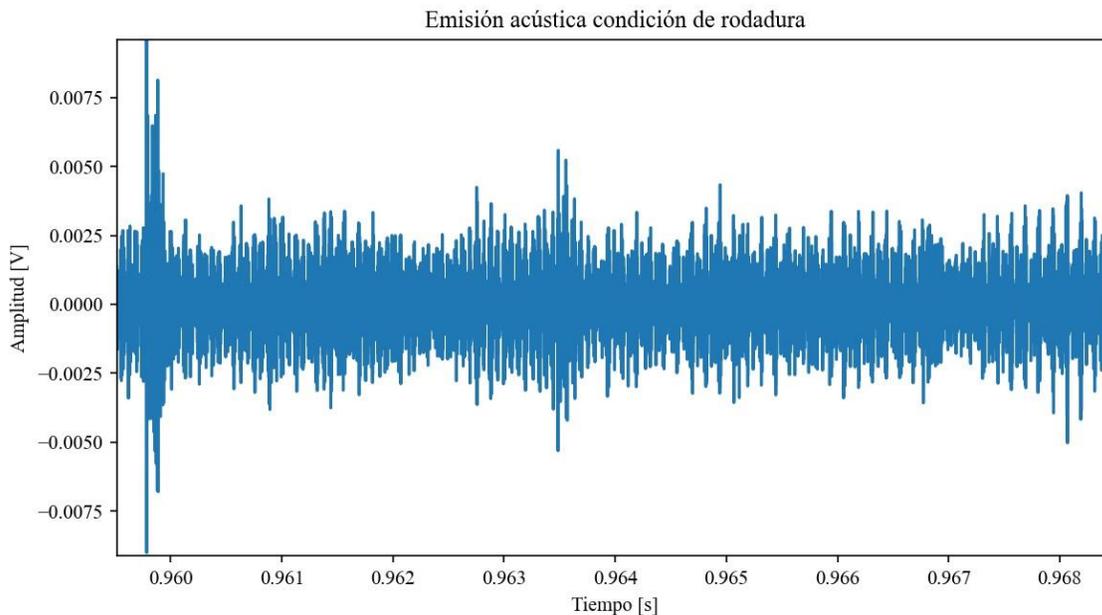


Figura 5.1: Señal amplificada con filtro aplicado para condición de rodadura bajo carga normal de 20 [N] y fuerza horizontal de 10 [N] (Fuente: elaboración propia)

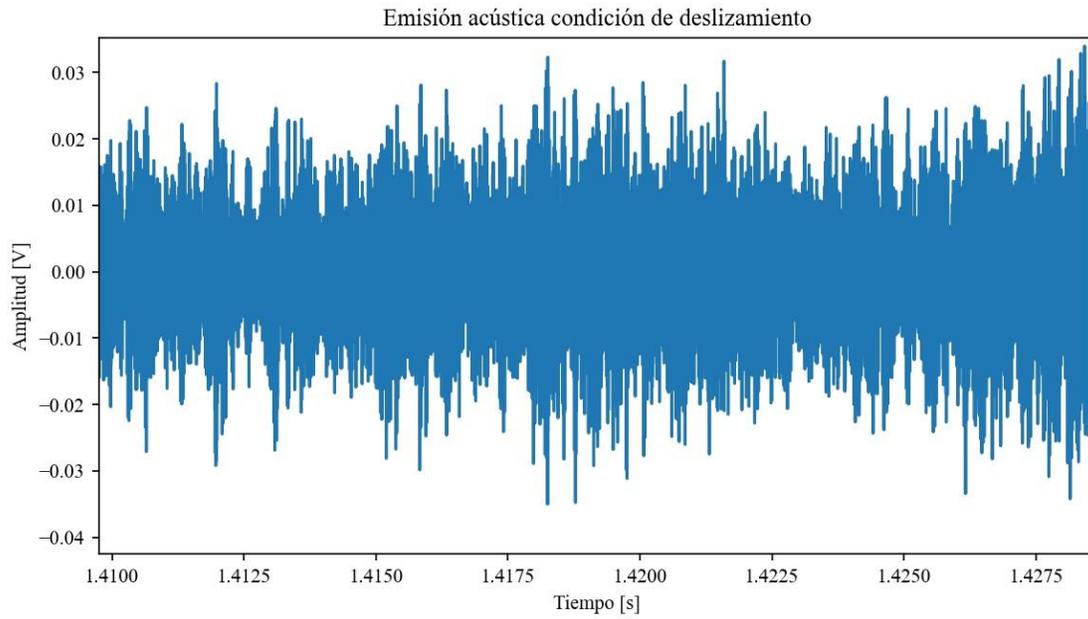


Figura 5.2: Señal amplificada con filtro aplicado para condición de deslizamiento bajo carga normal de 20 [N] a velocidad de 0.4 [m/s] (Fuente: elaboración propia).

CAPÍTULO 6: Conclusiones y trabajos futuros

Los procesos tribológicos son difíciles de analizar por la interconexión que presentan entre ellos se debe tener en consideración todos sus aspectos para lograr hacer un análisis lógico y coherente. En el presente informe se desarrolló una metodología para caracterizar emisiones acústicas en condiciones dinámicas variables. Para ello se realizaron 2 campañas de medición de emisiones acústicas en un banco de ensayos previamente diseñado y fabricado, donde fue posible replicar la fricción existente en la superficie interdental de engranajes.

Se logró una validación experimental de la teoría y modelos analíticos de la literatura, en concreto, la influencia de las condiciones de operación sobre el valor RMS y el modelo estadístico de Fan. A continuación, se presentan los resultados más importantes:

- Para el caso rodante, la velocidad relativa no tiene influencia sobre el valor RMS y esta solo afecta la tasa de energía liberada, mientras que la carga normal no presenta un efecto en el parámetro para valores pequeños de hasta 20 [N].
- En condición de deslizamiento, la velocidad tiene una correlación prácticamente lineal respecto al valor RMS de la señal, en cambio de igual forma que la rodadura, bajas cargas normales no significaron variación importante en el RMS.

A diferencia de lo planteado en un principio, la velocidad lineal para el caso deslizante fue claramente más importante que la carga, de hecho, para ambas condiciones de fricción las fuerzas verticales utilizadas no influyeron sobre el valor RMS. Además, se logró demostrar que la velocidad angular en la rodadura no tiene efecto en la energía de la señal.

Como era de esperar la forma de onda de deslizamiento resultó ser una serie de ráfagas de gran amplitud que aparentan ser una señal continua, mientras que en la rodadura se presentan picos reconocibles de menor amplitud provocados por la ruptura de algunas menos asperezas de forma transitoria. Finalmente, por las frecuencias excitadas en la FFT, la diferencia de dureza entre ambos materiales y la presencia de óxido en la superficie, se reconoce la predominancia de desgaste abrasivo entre superficies, lo que sugiere ser la principal fuente de emisiones acústicas.

En general el deslizamiento presentó mayores amplitudes RMS que la rodadura, en base a esta afirmación en el punto de paso de los engranajes no se debiese provocar un transiente importante al cambiar la condición de fricción, sería interesante estudiar si el esfuerzo de contacto en el punto de paso es significativamente mayor que los demás puntos de contacto, considerando esta idea, como la posible fuente de los picos.

Trabajos futuros

Durante el año 2024 en el marco del proyecto Fondecyt, se trabajará en un modelo teórico capaz de unificar el comportamiento dinámico del cilindro para condición rodante y deslizante. Para ello se comenzará por corroborar la correcta utilización del modelo de Fan, se realizarán pruebas experimentales para determinar las características topográficas del banco de ensayos.

En la implementación propia de modelos teóricos se tendrán presente primeramente las consideraciones y simplificaciones de Fan, se evaluarán los efectos de estas mismas y a modo de complemento, se intentará integrar otras perspectivas teóricas algo más contemporáneas.

Además, se trabajará en el diseño de una pieza/mecanismo capaz de realizar la transición de fricción rodante a deslizante simulando así el contacto entre engranajes logrando finalmente determinar la fuente de las ráfagas periódicas en cajas de transmisión.

Referencias

- [1] T. Zonta, C. A. Da Costa, R. da Rosa Righi, M. J. de Lima, E. S. da Trindade, y G. P. Li, “Predictive maintenance in the Industry 4.0: A systematic literature review”, *Comput Ind Eng*, vol. 150, p. 106889, 2020.
- [2] T. Wang, Q. Han, F. Chu, y Z. Feng, “Vibration based condition monitoring and fault diagnosis of wind turbine planetary gearbox: A review”, *Mech Syst Signal Process*, vol. 126, pp. 662–685, 2019.
- [3] A. Sidorova, “Aplicación del método de la emisión acústica en la monitorización de las estructuras de hormigón”, Universitat Politècnica de Catalunya, Catalunya, 2010.
- [4] E. Martínez y A. Gallego, “La Emisión acústica como metodo end. definición, ventajas y limitaciones. ”, *Universidad de Granada*, 2013. Accedido: 6 de diciembre de 2023. [En línea]. Disponible en: https://idie.ugr.es/wpcontent/uploads/2020/12/2013_AEND_Martinez.pdf
- [5] C. L. Jiaa y D. A. Dornfeld, “Experimental studies of sliding friction and wear via acoustic emission signal analysis”, *Wear*, vol. 139, n° 2, pp. 403–424, 1990.
- [6] J. A. Wheatner y D. R. Houser, “Investigation of the effects of manufacturing variations and materials on fatigue crack detection methods in gear teeth”, 1994.
- [7] K. Miyachika, S. Oda, y T. Koide, “Acoustic emission of bending fatigue process of spur gear teeth”, *Journal of acoustic emission*, vol. 13, n° 1–2, pp. S47–S53, 1995.
- [8] A. Singh, D. R. Houser, y S. Vijayakar, “Detecting gear tooth breakage using acoustic emission: a feasibility and sensor placement study”, en *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, American Society of Mechanical Engineers, 1998, p. V008T08A016.
- [9] D. Mba y R. B. K. N. Rao, “Development of acoustic emission technology for condition monitoring and diagnosis of rotating machines: bearings, pumps, gearboxes, engines, and rotating structures”, 2006.
- [10] C. K. Tan y D. Mba, “The source of Acoustic Emission during meshing of spur gears”, en *The 26 th European conference on Acoustic Emission testing, EWGAE*, 2004, pp. 559–565.
- [11] C. K. Tan y D. Mba, “Experimentally established correlation between acoustic emission activity, load, speed, and asperity contact of spur gears under partial elasto-hydrodynamic lubrication”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 219, n° 6, pp. 401–409, 2005.
- [12] R. I. R. Hamzah y D. Mba, “The influence of operating condition on acoustic emission (AE) generation during meshing of helical and spur gear”, *Tribol Int*, vol. 42, n° 1, pp. 3–14, 2009.

- [13] A. B. Novoa y C. M. Vicuña, “New aspects concerning the generation of acoustic emissions in spur gears, the influence of operating conditions and gear defects in planetary gearboxes”, *Insight-Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, vol. 58, n° 1, pp. 18–27, 2016.
- [14] C. M. Vicuña y C. Höweler, “A method for reduction of acoustic emission (AE) data with application in machine failure detection and diagnosis”, *Mech Syst Signal Process*, vol. 97, pp. 44–58, 2017.
- [15] D. He, R. Li, y E. Bechhoefer, “Split torque type gearbox fault detection using acoustic emission and vibration sensors”, en *2010 International Conference on Networking, Sensing and Control (ICNSC)*, IEEE, 2010, pp. 62–66.
- [16] D. Xiang, “Acoustic emission detection of early stages of cracks in rotating gearbox components”, en *AIP Conference Proceedings*, AIP Publishing, 2017.
- [17] S. Hutt, A. Clarke, y H. P. Evans, “Generation of Acoustic Emission from the running-in and subsequent micropitting of a mixed-elastohydrodynamic contact”, *Tribol Int*, vol. 119, pp. 270–280, 2018.
- [18] R. J. Boness, S. L. McBride, y M. Sobczyk, “Wear studies using acoustic emission techniques”, *Tribol Int*, vol. 23, n° 5, pp. 291–295, 1990.
- [19] A. Hase, H. Mishina, y M. Wada, “Correlation between features of acoustic emission signals and mechanical wear mechanisms”, *Wear*, vol. 292, pp. 144–150, 2012.
- [20] A. Hase, M. Wada, y H. Mishina, “Scanning electron microscope observation study for identification of wear mechanism using acoustic emission technique”, *Tribol Int*, vol. 72, pp. 51–57, 2014.
- [21] D. Baccar y D. Söffker, “Wear detection by means of wavelet-based acoustic emission analysis”, *Mech Syst Signal Process*, vol. 60, pp. 198–207, 2015.
- [22] C. Ferrer, F. Salas, M. Pascual, y J. Orozco, “Discrete acoustic emission waves during stick–slip friction between steel samples”, *Tribol Int*, vol. 43, n° 1–2, pp. 1–6, 2010.
- [23] L. M. Babici, A. Tudor, y J. Romeu, “Stick-Slip Phenomena and Acoustic Emission in the Hertzian Linear Contact”, *Applied Sciences*, vol. 12, n° 19, p. 9527, 2022.
- [24] V. M. Baranov, E. M. Kudryavtsev, y G. A. Sarychev, “Modelling of the parameters of acoustic emission under sliding friction of solids”, *Wear*, vol. 202, n° 2, pp. 125–133, 1997.
- [25] V. M. Baranov, E. M. Kudryavtsev, G. A. Sarychev, y V. M. Schavelin, *Acoustic emission in friction*. Elsevier, 2011.
- [26] R. B. Sharma y A. Parey, “Modelling of acoustic emission generated due to pitting on spur gear”, *Eng Fail Anal*, vol. 86, pp. 1–20, 2018.

- [27] R. B. Sharma y A. Parey, “Modelling of acoustic emission generated in rolling element bearing”, *Applied Acoustics*, vol. 144, pp. 96–112, 2019.
- [28] R. B. Sharma, A. Parey, y N. Tandon, “Modelling of acoustic emission generated in involute spur gear pair”, *J Sound Vib*, vol. 393, pp. 353–373, 2017.
- [29] H. Towsyfyfan, F. Gu, A. D. Ball, y B. Liang, “Modelling acoustic emissions generated by tribological behaviour of mechanical seals for condition monitoring and fault detection”, *Tribol Int*, vol. 125, pp. 46–58, 2018.
- [30] Y. Fan, F. Gu, y A. Ball, “Modelling acoustic emissions generated by sliding friction”, *Wear*, vol. 268, n° 5–6, pp. 811–815, 2010.
- [31] P. Feng, P. Borghesani, W. A. Smith, R. B. Randall, y Z. Peng, “A review on the relationships between acoustic emission, friction and wear in mechanical systems”, *Appl Mech Rev*, vol. 72, n° 2, p. 020801, 2020.
- [32] K. Lontin y M. Khan, “Interdependence of friction, wear, and noise: A review”, *Friction*, vol. 9, pp. 1319–1345, 2021.
- [33] M. Razeto y J. Quiroz, *Apuntes de engranajes para el curso de sistemas mecanicos*. Universidad de Concepción, 2003.
- [34] C. K. Tan y D. Mba, “Identification of the acoustic emission source during a comparative study on diagnosis of a spur gearbox”, *Tribol Int*, vol. 38, n° 5, pp. 469–480, 2005.
- [35] V. L. Popov, J. M. Martín-Martínez, y S. Moreno Flores, *Principios y aplicaciones de la mecánica de contacto en tribología, fricción y adherencia*. Universidad de Alicante, 2020.
- [36] D. Mahdi, A. Riches, M. Gester, J. Yeomans, y P. Smith, “Rolling and sliding: Separation of adhesion and deformation friction and their relative contribution to total friction”, *Tribol Int*, vol. 89, pp. 128–134, 2015.
- [37] F. P. Beer, E. R. Johnston, E. R. Eisenberg, y R. G. Sarubbi, *Mecánica vectorial para ingenieros*, n° 968-422-565-2. 04-A1 LU. CG-12. McGraw-Hill, 1967.
- [38] Paperblog., “La resistencia a la rodadura y la importancia de los neumáticos ”, <https://es.paperblog.com/la-resistencia-a-la-rodadura-y-la-importancia-de-los-neumaticos-4626534/>. Accedido: 6 de diciembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://es.paperblog.com/la-resistencia-a-la-rodadura-y-la-importancia-de-los-neumaticos-4626534/>
- [39] R. G. Budynas, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, 2012.
- [40] V. Roda Casanova, “Simulación del engrane y análisis del contacto en sistemas de transmisión por engranajes mediante la modelización avanzada del conjunto ejes-engranajes”, 2015.

- [41] T. J. Dolan y E. L. Broghamer, “A Photoelastic study of stresses in gear tooth fillets”, *University of Illinois. Engineering Experiment Station. Bulletin*; no. 335, 1942.
- [42] P. L. Menezes y S. V Kailas, “Influence of surface texture and roughness parameters on friction and transfer layer formation during sliding of aluminium pin on steel plate”, *Wear*, vol. 267, n° 9–10, pp. 1534–1549, 2009.
- [43] M. M. Maru y D. K. Tanaka, “Consideration of stribeck diagram parameters in the investigation on wear and friction behavior in lubricated sliding”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 29, pp. 55–62, 2007.
- [44] D. M. Nuruzzaman y M. A. A. Sheikh, “EHL oil film thickness under rolling-sliding contact”, *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 38, pp. 58–60, 2007.
- [45] S. Gholizadeh, Z. Leman, y B. Baharudin, “A review of the application of acoustic emission technique in engineering”, *Struct. Eng. Mech*, vol. 54, n° 6, pp. 1075–1095, 2015.
- [46] A. Gallego y E. Martínez, “Emisión Acústica Niveles I y II”, en *Emisión Acústica Niveles I y II*, FC, 2015.
- [47] Instituto Mexicano del Transporte, “Instituto Mexicano del Transporte”, <https://imt.mx/resumen-boletines.html?IdArticulo=521&IdBoletin=188>. Accedido: 6 de diciembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://imt.mx/resumen-boletines.html?IdArticulo=521&IdBoletin=188>
- [48] Á. Carrasco, F. Méndez, F. Leaman, y C. Molina Vicuña, “Short review of the use of acoustic emissions for detection and monitoring of cracks”, *Acoust Aust*, vol. 49, pp. 273–280, 2021.
- [49] C. J. Hellier, *Handbook of nondestructive evaluation*. McGraw-Hill Education, 2013.
- [50] C. Rosales, “Sobre el comportamiento sísmico de los depósitos de suelos del área de Cañaveralejo”, Universidad del Valle, Cali, Colombia, 2001.
- [51] H. Inaba, “AE Sensor (AE Transducer)”, *Practical Acoustic Emission Testing*, pp. 35–43, 2016.
- [52] Vallen, “VS375-M - Vallen Systeme”, <https://www.vallen.de/sensors/high-frequecns-sensors-400-khz/vs375-m/>.
- [53] J. L. Devore, “Probabilidad y estadística para ingeniería y ciencias”, *Cengage Learning Editores*, 2009.
- [54] Vallen, “Accessories for Acoustic Emission Systems”.
- [55] J. A. Greenwood y J. B. P. Williamson, “Contact of nominally flat surfaces”, *Proc R Soc Lond A Math Phys Sci*, vol. 295, n° 1442, pp. 300–319, 1966.
- [56] S. K. Chey, P. Tian, y Y. Tian, “Estimation of real contact area during sliding friction from interface temperature”, *AIP Adv*, vol. 6, n° 6, 2016.

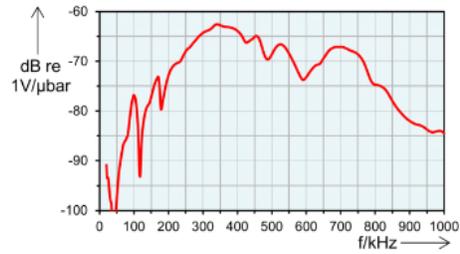
- [57] E. A. Brandes y G. B. Brook, *Smithells metals reference book*. Elsevier, 2013.
- [58] Feng, P., Borghesani, P., Smith, W. A., & Peng, Z. (2020). Model-based surface roughness estimation using acoustic emission signals. *Tribology International*, 144, 106101.
- [59] Hu, S., Huang, W., Shi, X., Peng, Z., Liu, X., & Wang, Y. (2018). Bi-Gaussian stratified effect of rough surfaces on acoustic emission under a dry sliding friction. *Tribology International*, 119, 308-315.
- [60] Hu, S., Huang, W., Shi, X., Peng, Z., & Liu, X. (2019). Mechanism of bi-Gaussian surface topographies on generating acoustic emissions under a sliding friction. *Tribology International*, 131, 64-72.
- [61] Romero, F. (2023). Implementación de un banco de ensayos para análisis de fricción rodante y deslizante. Universidad de Concepción.

Anexo B: Interconexión entre parámetros tribológicos y condiciones de operación de diferentes estudios. [31]

Table 2 Interconnections between tribological and operating parameters

Lubrication regime	Parameters	Description	Reference
Dry	μ versus R	General positive connection between Ra and friction coefficient	[54,108]
	μ versus R	$\mu \propto \sqrt{\frac{Ra_1 \cdot Ra_2^2}{Ra_1 + Ra_2^2}}$ subscripts 1 and 2 represent the two contact surfaces—the slider and strip, respectively. (Note that the dimensions of this combined roughness indicator are inconsistent.)	[55]
	μ versus λ	Friction coefficient is the highest in dry contact. As λ increases, friction coefficient drops sharply.	[108]
	μ versus V	At low speeds ($v < 1$ m/s), μ strongly depends on surface roughness; at high speeds ($v > 1$ m/s), μ decreases with v	[54]
	μ versus W	μ remains constant with the increase of W at first. For $W > 600$ N ($P > \sim 770$ MPa), μ increases rapidly	[55]
Boundary lubrication	μ versus R	16 out of 25 roughness parameters have positive relationships with friction coefficient, including Ra , Rz , and Rq , with correlation coefficients around 0.9 (nearly linear). Rku is negatively correlated with friction coefficient (coefficient: -0.6).	[56,57]
	μ versus λ	As λ increases, friction coefficient remains constant first, then shows a slight decrease.	[108]
	μ versus V	Friction coefficient gradually decreases with the increase of sliding speed.	[13]
Mixed lubrication	μ versus λ	As lambda increases, the friction coefficient decreases at first, then starts to rise near the boundary of full-film lubrication.	[108]
	μ versus R and V and W	$\mu \approx \frac{C_1}{C_2 - \frac{Ra_1 + Ra_2}{2}} \log_{10} \left(\frac{p(t, W)}{\eta \cdot \bar{V} \cdot (\bar{V}_e)^2} \right)$ C_1 and C_2 are lubricant-related constants (unit: m). $p(t, W)$ is a function of time and normal load, \bar{V} is the time-average sliding velocity, and \bar{V}_e is the time-average entrainment velocity. (Note that the subject of the logarithm is dimensional.)	[58]
Full-film lubrication	μ versus λ	Friction coefficient is positively connected to λ .	[108]
	μ versus V	Friction coefficient slightly increases with the increase of velocity.	[59]
	μ versus W	The increase of load will lead to decrease in friction coefficient	[59]

Anexo C: Data Sheet sensor piezoeléctrico Vallen VS375 – M [52]



Technical Specification

Frequency Range (fPeak) [kHz]	250 to 700 (375)
Integrated Preamplifier	No
Operating Temperature [°C]	-50 to +100
Capacity [pF]	390
Vibration @ Sinus Sweep	2 Oct/Min, 5 to 180 Hz, 40 g
Size (D x H) [mm]	20.3 x 14.3
Weight [g]	21
Case Material	Stainless Steel (1.4571/1.4404)
Wear Plate	Ceramics
Connector	Microdot
Ingress Protection Rating (IP)	IP40
Shield Cross-Talk [dB]	< -80

Anexo D: Información Preamplificador DCPL2 [54]

6.1 Decoupling Box (DCPL2)

The Decoupling Box (DCPL2) contains a suited decoupling circuit in a metal box, providing two BNC connectors and two 4mm banana sockets:

BNC1, labelled "Preamp", is to connect the output of a Vallen Systeme preamplifier (combined AC signal/DC power line), to provide DC supply, 50 Ω termination and to receive the high frequency AE signal.

BNC2, labelled "ADC/Scope", is to provide the high frequency AC signal, decoupled from DC over 0.1 μ F, to a measuring unit (e.g. an oscilloscope or an ADC-Board), with an input impedance of at least 1 M Ω .

28...30 VDC are to be fed-in over two separate 4mm banana sockets from an external power supply. Plus: red, minus: blue. Minus is connected to BNC shield over an internal 3.3 mH inductor. The voltage supplied to the preamplifier (connector "Preamp") is about 1.5 V less than the voltage at the V_{DC} input. The Vallen preamplifiers require a supply voltage of 28 VDC. However, the preamplifiers work also with supply voltages between 27 and 29 VDC – only a little change in gain will be observed (<0.1 dB change). Therefore as supply voltage for the DCPL2 a range of 28 to 30 V_{DC} is acceptable.

One power supply can supply multiple decoupling boxes, because both DC-voltage inputs (plus and minus) are internally decoupled from the AC signal path over 3.3 mH inductors. We recommend using a linearly regulated supply, because switched power supplies may add undesired noise to the AE signal.

The external supply for decoupling box shall at least meet the following requirements:

- 28 ... 30 VDC (isolated from earth), see above for more information
- 150 mA per decoupling box (during power-on),
- 70 mA per decoupling box continuous

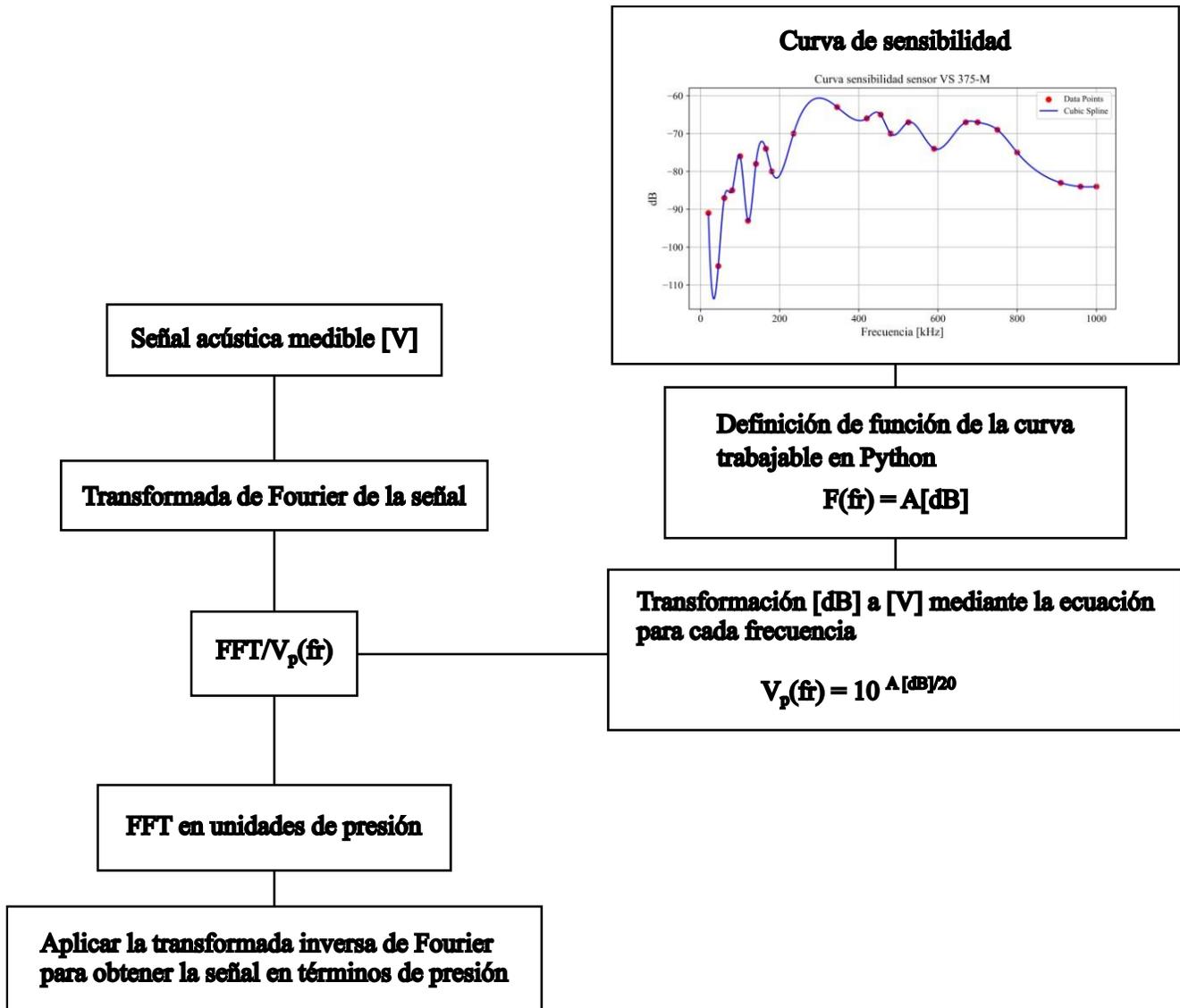
Each preamplifier requires one decoupling box.

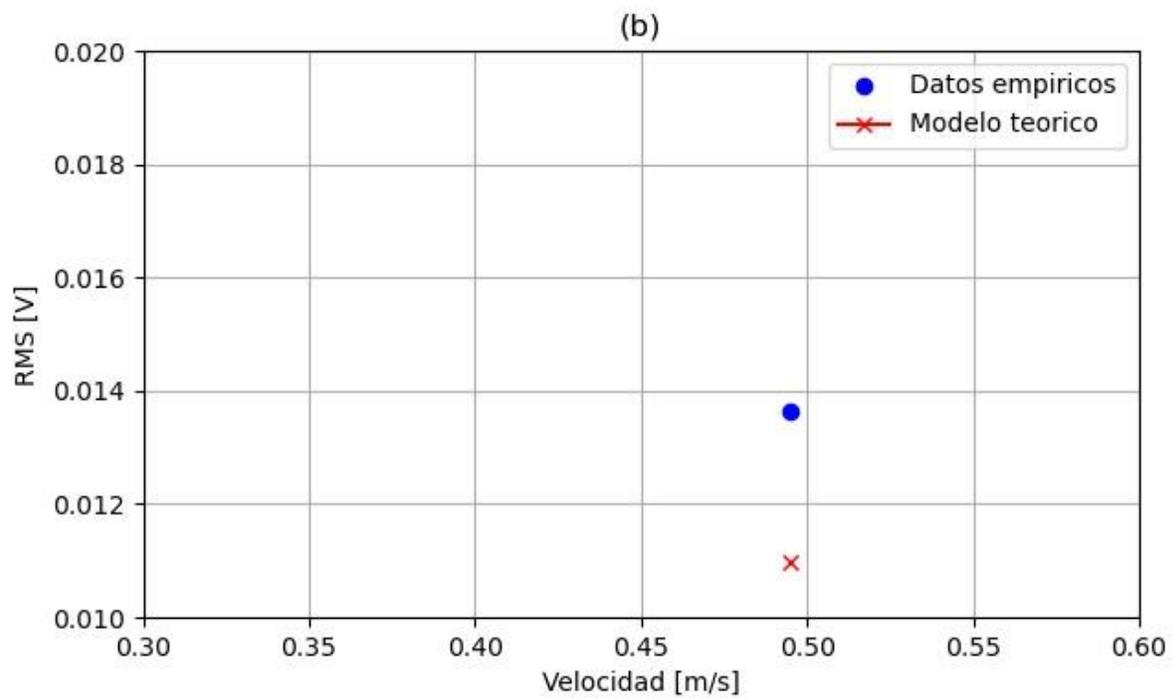
Dimensions: 30 x 55 x 91 mm (HxWxL, including BNC connectors). Weight: 145g
Temperature range: -5 °C to 85 °C

Remark to DCPL1: this was the predecessor of DCPL2 with different housing and very similar electrical properties.



Anexos E: Esquema resumen transformación unidades de medida señal obtenida desde el sensor, unidades de voltaje a presión (Fuente: elaboración propia).



Anexos F: Ajuste modelo teórico de Fan para fuerza normal de 10 [N]

Anexos G:

```

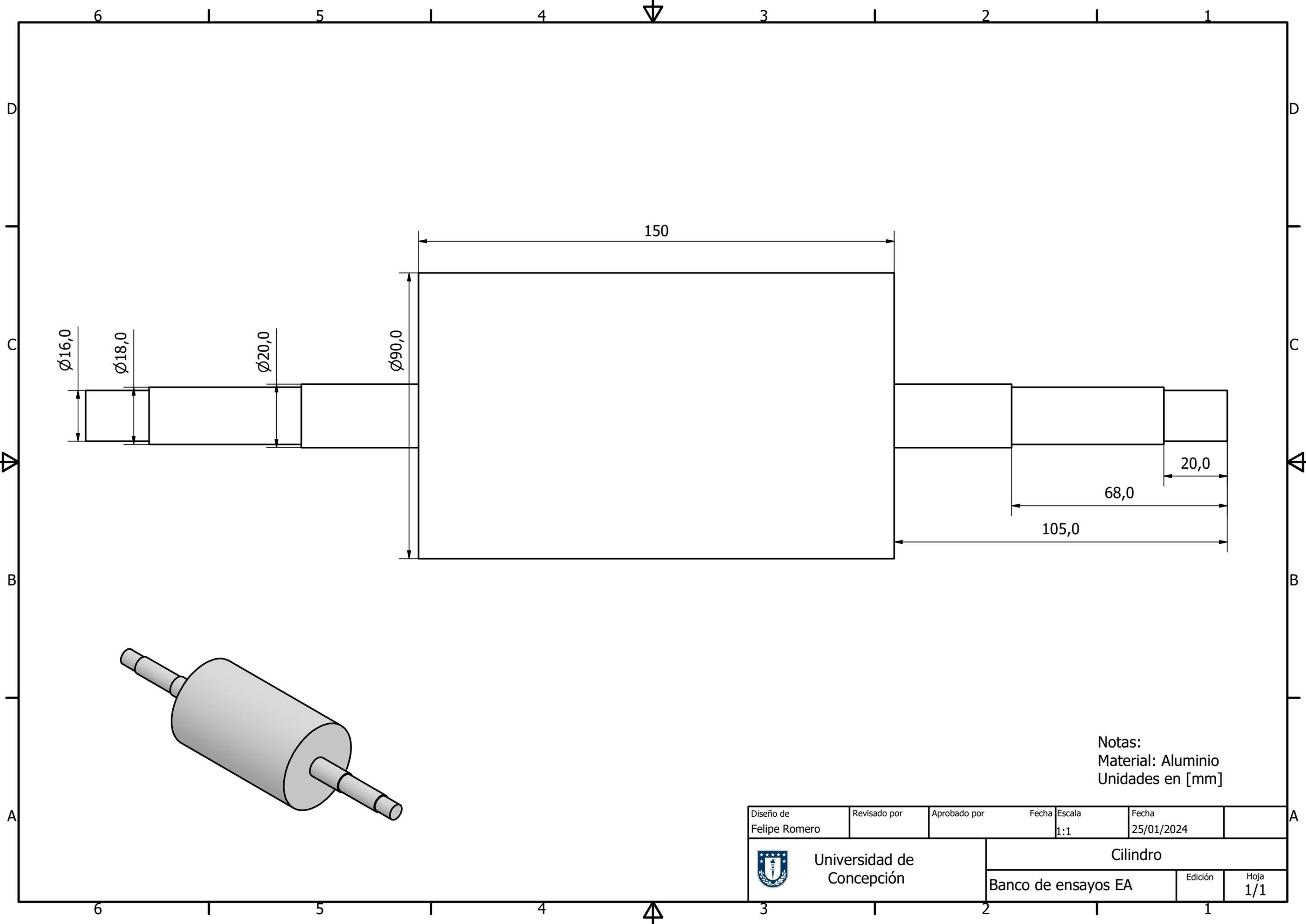
import numpy as np
from sympy import integrate
from scipy.integrate import quad
import matplotlib.pyplot as plt
from sklearn.metrics import mean_squared_error
from sklearn.metrics import r2_score
%matplotlib qt
font = {'family': 'serif', 'serif': ['Times New Roman'], 'size': 12}
plt.rc('font', **font)
# Definir la función gaussiana
def Gaussian(z, Sq):
    return 1/(np.sqrt(2*np.pi*Sq**2))*np.exp(-1*(z**2/(2*Sq**2)))
def Gaussian_1(z, Sq,d):
    return (z-d)/(np.sqrt(2*np.pi*Sq**2))*np.exp(-1*(z**2/(2*Sq**2)))
def Gaussian_2(z, Sq,d):
    return (z-d)**(1/2)/(np.sqrt(2*np.pi*Sq**2))*np.exp(-1*(z**2/(2*Sq**2)))
def FanModel(W,V,K):
    #K = 2*10**-10 #Factor a calibrar del modelo basado en la practica
    #Rugosidades
    Sq_1 = 2 #um #Aluminio
    Sq_2 = 45 #um #Fierro
    Sq = np.sqrt(Sq_1**2+Sq_2**2) #Rugosidad media cuadratica segun modelo de Fan
    # Parametros materiales
    #Aluminio
    v_al = 0.33
    E_al = 69 #Gpa
    #Fierro
    v_fie = 0.33
    E_fie = 150 #Gpa
    #Contacto Hertz cilindro elastico sobre plano rigido
    E_ast = E_al*(1000000000)/(1-v_al**2)
    R_cil = 0.09 #m
    L_cil = 0.150 #m
    d = W*4/(np.pi*E_ast*L_cil)
    a_hertz = np.sqrt(2*R_cil*d) #Area curvatura de contacto
    A_hertz = 2*L_cil*a_hertz
    ##E_prima = 3/4*((1-v_1)/E_1+(1-v_1)/E_1)
    d = 0.8 #um seperacion promedio entre superficies en contacto
    D_sum = 2*10**9 #Asperezas por unidad de area 1/m^2 #Estimacion acero segun Feng
    A_p = A_hertz #Area aparente
    R_prima = 0.03/((Sq_1*10**-6)*D_sum) #m Radio asperezas, constante 0.03 a 0.05 segun Feng
    # Integrales
    # fun = 1/(np.sqrt(2*np.pi*Sq**2))*np.exp(-1*(z**2/(2*Sq**2)))
    a = d #Limites de integracion
    b = np.inf #Limites de integracion
    result, error = quad(Gaussian, a, b, args=(Sq))
    result_1, error_1 = quad(Gaussian_1, a, b, args=(Sq,d))
    result_2, error_2 = quad(Gaussian_2, a, b, args=(Sq,d))
    F_1 = result_1
    F_2 = result_2
    N_contact = A_p*D_sum*result
    AE_rms = K*(W*N_contact*V*(1/R_prima**(1/2))*(F_1/F_2))*(1/2)
    return AE_rms
K_iter = 6.5999e-11
FanModel(21,0.54,K_iter) #W,V
#Datos experimentales
Carga_normal_26 = np.array([26,26,26,26])
Velocidad_26 = np.array([0.264,0.343,0.543,0.82])
RMS_26 = np.array([0.0026985,0.0026339,0.00624779,0.02706])
RMS_mod_26
np.array([FanModel(26,0.264,K_iter),FanModel(26,0.343,K_iter),FanModel(26,0.543,K_iter),FanModel(26,0.82,K_iter)])

```

```

Carga_normal_36 = np.array([36])
Velocidad_36 = np.array([0.495])
RMS_36 = np.array([0.013627])
RMS_mod_36 = np.array([FanModel(36,0.495,K_iter)])
Carga_normal_46 = np.array([46,46,46])
Velocidad_46 = np.array([0.146,0.258,0.434])
RMS_46 = np.array([0.0014734,0.00324747,0.004967])
RMS_mod_46 = np.array([FanModel(46,0.146,K_iter),FanModel(46,0.258,K_iter),FanModel(46,0.434,K_iter)])
#Fuerza normal 0
plt.figure(figsize=(7, 4))
plt.plot(Velocidad_26, RMS_26, marker='o',label = 'Datos empiricos', linestyle="", color='b')
plt.plot(Velocidad_26, RMS_mod_26, marker='x',label = 'Modelo teórico', linestyle='-', color='r')
plt.title('(a)', fontsize=10)
plt.xlabel('Velocidad [m/s]', fontsize=10)
plt.ylabel('RMS [V]', fontsize=10)
plt.tick_params(axis='both', labels=10)
plt.grid(True)
plt.legend(fontsize=10) # Agregar leyenda
plt.show()
#Fuerza normal 10
plt.figure(figsize=(7, 4))
plt.plot(Velocidad_36, RMS_36, marker='o',label = 'Datos empiricos', linestyle="", color='b')
plt.plot(Velocidad_36, RMS_mod_36, marker='x',label = 'Modelo teorico', linestyle='-', color='r')
plt.title('(b)', fontsize=10)
plt.xlabel('Velocidad [m/s]', fontsize=10)
plt.ylabel('RMS [V]', fontsize=10)
plt.tick_params(axis='both', labels=10)
plt.grid(True)
plt.legend() # Agregar leyenda
plt.show()
#Fuerza normal 20
plt.figure(figsize=(7, 4))
plt.plot(Velocidad_46, RMS_46, marker='o',label = 'Datos empiricos', linestyle="", color='b')
plt.plot(Velocidad_46, RMS_mod_46, marker='x',label = 'Modelo teorico', linestyle='-', color='r')
plt.title('(c)', fontsize=10)
plt.xlabel('Velocidad [m/s]', fontsize=10)
plt.ylabel('RMS [V]', fontsize=10)
plt.tick_params(axis='both', labels=10)
plt.grid(True)
plt.legend() # Agregar leyenda
plt.show()
#Busqueda de K optimo
valores_k = np.arange(1e-12, 1e-8, 1e-12)
mejor_k = None
menor_mse = float('inf')
for K_iter in valores_k:
    y_test = np.array([0.0026985,0.0026339,0.00624779,0.02706,0.013627,0.0014734,0.00324747,0.004967])
    y_test_predict =
    np.array([FanModel(26,0.264,K_iter),FanModel(26,0.343,K_iter),FanModel(26,0.543,K_iter),FanModel(26,0.82,K_iter),FanModel(3
6,0.495,K_iter),FanModel(46,0.146,K_iter),FanModel(46,0.258,K_iter),FanModel(46,0.434,K_iter)])
    mse_actual = mean_squared_error(y_test, y_test_predict)
    r2 = r2_score(y_test, y_test_predict)
    #print("Coeficiente de Determinación (R^2):", r2)
    #print("Mean Squared Error (MSE):", mse)
    if mse_actual < menor_mse:
        mejor_k = K_iter
        menor_mse = mse_actual
# Imprimir los resultados
print("Mejor valor de K:", mejor_k)
print("Menor Mean Squared Error (MSE):", menor_mse)

```



Notas:
Material: Aluminio
Unidades en [mm]

Diseño de Felipe Romero	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Escala 1:1	Fecha 25/01/2024	
 Universidad de Concepción			Cilindro			
			Banco de ensayos EA	Edición	Hoja 1/1	